

**Energiebilanzen beim wärmegeführten Einsatz  
einer Kraftwärme/-kältekopplung  
zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen**

D i s s e r t a t i o n

zur Erlangung des Doktorgrades  
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von

Christian Richard Peter Schmicke

aus Bergisch Gladbach

genehmigt von der Fakultät für Fakultät  
für Energie- und Wirtschaftswissenschaften  
der Technischen Universität Clausthal,

Tag der mündlichen Prüfung

19.06.2019

Dekan

Prof. Dr. rer. nat. habil. Bernd Lehmann

Vorsitzender der Promotionskommission

Prof. Dr. rer. nat. habil. Bernd Lehmann

Erster Gutachter

Prof. Dr.-Ing. H.-P. Beck

Weitere Gutachter

Prof. Dr.-Ing. L.-O. Gusig, Hochschule Hannover

---

## **Danksagung**

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Kooperativen Promotionsprogramms Elektromobilität.

Mein ganz besonderer Dank gilt an dieser Stelle Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans Peter Beck, welcher sich im Vorfeld zur Übernahme der Betreuung der Dissertation bereit erklärt hat.

Mein herzlicher Dank gilt des weiteren Herrn Prof. Dr.-Ing. Lars Oliver Gusig, Leiter des Instituts für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität der Hochschule Hannover, welcher mir als mein Betreuer die Möglichkeit gab, im Rahmen des Forschungsschwerpunktes (Skalierbarkeit mobiler mikro BHKW), einen Versuchsaufbau für die Datenermittlung im Rahmen dieser Arbeit zu realisieren und mich durch die fachliche Betreuung während des Promotionsprogramms stets forderte und förderte.

Mein Dank gilt zudem meinen Kollegen der Arbeitsgruppe „mikro Blockheizkraftwerke“ insbesondere Herrn M.Eng. Henrik Rüscher Projektleiter des Forschungsschwerpunktes, sowie Herrn Dr.-Ing. Jan Peter Minnrich ebenfalls vom Kooperativen Promotionsprogramms Elektromobilität, welche mir stets durch die fachliche Zusammenarbeit und Diskussion zur Seite standen und mich so in der Zeit der Dissertation begleitet haben.

Ebenso gilt mein Dank Frau Dipl.-Betw. (FH) Iris Sikorski, Herrn M.Eng. Dennis Adamitz und Herrn M.Sc. Richard Pump für das Lektorat.

Im Besonderen gilt mein Dank meiner Familie, die während meiner Dissertation durch die Geburt unserer Zwillinge Mathea und Emilian gewachsen ist.

---



---

## Kurzfassung

Die Problematik der aktuell batteriebetriebenen Elektrofahrzeuge liegt in der geringen Reichweite, einem geringen Fahrgastkomfort, sowie den langen Ladezeiten und einer nicht ausreichenden Ladeinfrastruktur. Diese Tatsachen stellen für die Nutzer eine Hürde für den Umstieg zu batteriebetriebenen Fahrzeugen dar. Eine schon heute verfügbare Brückentechnologie ist der Range Extender. Diese, meist im Fahrzeug integrierten Einheiten, liefern zusätzliche Reichweite, bei einer elektrischen Leistung von meist über  $15 \text{ kW}_{\text{el}}$  und einem durchschnittlichen Anlagenwirkungsgrad von  $\eta_{\text{RE}} \approx 29 \%$ . In dieser Arbeit wird ein modulares Konzept eines erweiterten Range Extenders untersucht, welches die Funktion der Kraft-Wärme-Kopplung und Kraft-Kälte-Kopplung nutzt. Diese Hilfseinheit soll zum einen den Nachteil der geringen Reichweite aufgrund der eingeschränkten Batteriekapazitäten, zum anderen den geringen thermischen Innenraumkomfort von batteriebetriebenen Fahrzeugen ausgleichen. Das Konzept einer Kraftwärme-/kältekopplung zur Klimatisierung von BEV wird in der vorliegenden Arbeit mit Hilfe eines Versuchsaufbaus messtechnisch und theoretisch mittels Simulation untersucht, sowie anhand der ermittelten Kennfelder beurteilt. Die Simulation basiert dabei auf empirisch ermittelten Daten. In den gewählten Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse wird der mittlere Gesamtwirkungsgrad der Anlagenkomponenten in Abhängigkeit von Klimadaten (Wetterdaten) bestimmt. Dieser ermittelte Wirkungsgrad ist abhängig von äußeren thermischen Anforderungen und der Ausnutzung der Anlagenkomponenten. Der modulierbare Leistungsbereich des mikro Blockheizkraftwerks mit Kraft-Kälte-Kopplung hat zum Heizen einen thermischen Leistungsbereich von  $5,7 - 13,0 \text{ kW}_{\text{th}}$ . Der mechanische Leistungsbereich von  $2,0 - 14,5 \text{ kW}_{\text{me}}$  wird in zwei Bereiche aufgeteilt. Zur Kühlung wird ein thermischer Bereich von  $1,0 - 7,0 \text{ kW}_{\text{thk}}$  und zur elektrischen Stromerzeugung ein Leistungsbereich von  $1,0 - 6,0 \text{ kW}_{\text{el}}$  verwendet. Basierend auf den in dieser Arbeit experimentell ermittelten Kennfeldern, die unter Berücksichtigung der lokalen klimatischen Bedingungen in Deutschland berechnet wurden, kann der Anlagenwirkungsgrad für Kleinstwagen mit  $\eta_{\text{KI}} = 58,9 \pm 3,5 \%$ , für die Kompaktklasse mit  $\eta_{\text{Ko}} = 62,2 \pm 5,5 \%$  und für die Mittelklasse mit durchschnittlich  $\eta_{\text{Mk}} = 65,2 \pm 4,8 \%$  ermittelt werden. Die zusätzlich gewonnenen Reichweiten, die durch Einsparung von batterieelektrischer Energie für die Klimatisierung und durch Einspeisung von erzeugter elektrischer Energie erreicht werden, liegen bei den Kleinstwagen bei  $246 \pm 31 \text{ km}$ , in der Kompaktklasse bei  $296 \pm 103 \text{ km}$  und in der Mittelklasse bei  $314 \pm 104 \text{ km}$ . Eine Abtrennung des Klimakompressors von der Verbrennungskraftmaschine führt dabei zusätzlich zu einer teilweisen Verbesserung der ermittelten Werte. Im Vergleich dazu, lässt sich ein durchschnittlicher Reichweitzuwachs von  $103 \text{ km}$ , ohne den Einsatz eines Kraftstoffes, nur durch Nutzung eines effizienteren Systems erreichen, wenn eine Wärmepumpe eingesetzt wird. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Einsatz der Kraftwärme - Kältekopplung zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen nachhaltig und sinnvoller erscheint, als der Einsatz eines konventionellen Range Extender, denn der Einsatz eines zusätzlichen Kraftstoffes sollte so effizient wie möglich genutzt werden.

---

## Abstract

Short distances, a low comfort and a long loading time of the battery as well as a still insufficient infrastructure for recharging of the battery-electric vehicle (BEV) are actual problems and pose challenges to switch to electric vehicles. In order to fill the gap between BEV and combustion driven vehicles range extenders are an already available technology. Range extenders provide an extended range and the electrical performance rate often exceed 15 kW<sub>el</sub> as well as an average efficiency of  $\eta_{RE} \approx 29\%$  and are often integrated into BEV. The present study examines a novel modular range extender concept utilizing cogeneration of heat and power as well as cold and power, which can be classified as a micro-combined heat and power unit with cold-and-power-cogeneration. This auxiliary device aims to compensate the disadvantages of a lower range, caused by low battery capacity, as well as the low thermal comfort in BEV. This novel concept will be analysed in the present study using an experimental test setup and will be investigated theoretically using a simulation tool in order to assess the merit of the concept through determined characteristic diagrams. The simulation is based on empirically determined data. The average overall efficiency of the concept will be determined in terms of meteorological data for the vehicle classes of microcars, compact and midsize cars. This study aimed in investigating the overall efficiency of the system and the question whether the efficiency is dependent on external thermal requirements and the utilization of the single plant components. The adjustable power range of the micro-combined heat and power unit with cold and power cogeneration is 5.7 – 13.0 kW<sub>thh</sub> for heating. The range for mechanical power is between 2.0 - 14.5 kW<sub>me</sub> and used to generate 1.0 – 7.0 kW<sub>thk</sub> for cooling. The electrical power for battery loading is between 1.0 – 6.0 kW<sub>el</sub>. Based on the determined characteristic diagrams, which were created in consideration of the local climate in Germany, the average plant efficiency was  $\eta_{KI} = 58.9 \pm 3.5\%$  for microcars,  $\eta_{Ko} = 62.2 \pm 5.5\%$  for compact cars and  $\eta_{Mk} = 65.2 \pm 4.8\%$  for midsize cars. The average gained ranges achieved by cutbacks of battery-electric power are used for air-conditioning and supply with generated electric power, were  $246 \pm 31$  km for microcars,  $296 \pm 103$  km for compact cars and  $314 \pm 104$  km for midsize cars. Decoupling the air-conditioning compressor from the internal combustion engine leads to partial improvement of the efficiency. In conclusion, the usage of a micro-combined-heat-and-power unit with cogeneration of cold and power in battery-electric vehicles to bridge the gap between BEV and combustion driven vehicles seems sustainable and reasonable in comparison to the usage of conventional range extenders. The usage of additional fuel should be as efficient as possible.

---

## Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung .....	
Abstract .....	
Inhaltsverzeichnis .....	
1     Einleitung.....	1
2     Stand der Technik .....	4
2.1   Einteilung Fahrzeugantriebe.....	4
2.2   Range Extender .....	7
2.2.1   Marktübersicht der Antriebssysteme für Range Extender .....	8
2.2.2   Betriebsstrategien des Range Extenders .....	9
2.3   Kraft-Wärme-Kopplung .....	11
2.3.1   Blockheizkraftwerk .....	11
2.3.2   Thermoelektrischer Generator .....	13
2.4   Kraft-Kälte-Kopplung .....	15
2.5   Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung .....	17
2.6   Fazit .....	22
2.7   Erwarteter wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit im Bezug zum Stand der Technik.....	23
3     Kennfeldermittlung für die Simulation.....	24
3.1   Vorgehensweise und Methodik .....	24
3.2   Versuchsaufbau .....	26
3.3   Energiebilanzen der VKM zur Kennfeldermittlung und Simulation .....	30
3.3.1   Bilanzgleichungen der VKM .....	30
3.3.2   Motor- und Betriebskenngrößen der VKM.....	32
3.3.3   Energiebilanz an der Drehstrom Asynchron Maschine .....	34
3.4   Randbedingungen für die Klimasimulation .....	36
3.5   Energiebilanzen des Kältekreislaufes im Versuchsaufbau.....	43
3.5.1   Bilanzräume des Klimakreislaufs .....	43
3.5.2   Simulation der thermischen Last im Fahrzeuginnenraum .....	44
3.6   Einfluss der örtlichen klimatischen Bedingungen.....	49
3.7   Fehlerbetrachtung.....	52
4     Ergebnisse der im Versuchsaufbau ermittelten Kennfelder .....	53
4.1   Kennfelder der Verbrennungskraftmaschine.....	53
4.2   Validierung der ermittelten Kennfelder der VKM .....	55
4.3   Ermittelte Kennfelder des Klimakreislaufs .....	61
4.4   Zusammenhänge die das mBHKW mit KKK beeinflussen .....	66
4.5   Gewählte Randbedingungen für die Simulation .....	69
5     Darstellung der Ergebnisse aus der Simulation .....	71
5.1   Bewertung der ermittelten Kennfelder des mBHKW+KKK .....	71

---

5.2	Thermische Leistungsanforderungen im Um- und Außenluftbetrieb .....	73
5.2.1	Vergleich der Anlagenwirkungsgrade bei Um- und Außenluftbetrieb .....	74
5.2.2	Vergleich der CO <sub>2</sub> -Einsparung bei Um- und Außenluftbetrieb .....	75
5.2.3	Vergleich der Reichweitenzuwächse bei Um- und Außenluftbetrieb .....	77
5.3	Mischluftbetrieb .....	79
5.3.1	Vergleich des Anlagenwirkungsgrades bei Mischluftbetrieb .....	79
5.3.2	Vergleich der CO <sub>2</sub> -Einsparung bei Mischluftbetrieb .....	80
5.3.3	Vergleich der Reichweitenzuwächse im Mischluftbetrieb .....	81
5.4	Anlagenwirkungsgradsteigerung durch das Prinzip E-Welle .....	82
5.5	Auswertung bei Betrachtung der Klimazonen .....	85
5.5.1	Anlagenwirkungsgrad beim mBHKW+KKK .....	85
5.5.2	Anlagenwirkungsgrad beim Prinzip E-Welle .....	86
5.5.3	CO <sub>2</sub> Einsparung beim mBHKW+KKK .....	87
5.5.4	CO <sub>2</sub> Einsparung beim Prinzip E-Welle .....	88
5.5.5	Reichweitenzuwächse beim mBHKW+KKK .....	89
5.5.6	Reichweitenzuwächse beim Prinzip E-Welle .....	90
5.5.7	Anlagenwirkungsgrad beim Vergleich Prinzip E-Welle/ mBHKW+KKK .....	91
5.6	Alternativer Einsatz einer Wärmepumpe anstelle des mBHKW+KKK .....	93
5.6.1	Reichweitenzuwächse bei Nutzung der Wärmepumpe .....	93
5.6.2	CO <sub>2</sub> Einsparung bei Nutzung der Wärmepumpe .....	94
5.7	Kraftstoffverbrauch und Tankauslegung .....	96
6	Zusammenfassung .....	97
7	Literaturverzeichnis .....	100
	Verzeichnis der Abkürzungen und Akronyme .....	107
	Formelzeichen und Indizes .....	109
	Abbildungsverzeichnis .....	112
	Tabellenverzeichnis .....	117
	Verzeichnis der studentischen Arbeiten .....	120
	Verzeichnis der Veröffentlichungen .....	121
	Abhang .....	123

## 1 Einleitung

Die Zukunft des Automobils liegt in der Elektromobilität. Um das ehrgeizige Ziel der Bundesregierung „bis 2020 eine Million Elektrofahrzeuge in Deutschland auf die Straße zu bringen“ [10] zu erreichen, müssen die Gesamtzulassungszahlen laut Kraftfahrtbundesamt (Stand 1. Juli 2019) mit zurzeit lediglich knapp 120 Tausend im Jahr 2019 zukünftig deutlich steigen. Im Hinblick auf die geringen Zulassungszahlen scheinen mehrere Probleme ausschlaggebend. Zum einen sind die Anschaffungskosten eines batteriebetriebenen Elektrofahrzeugs (Battery-electric-vehicle, BEV) aktuell noch höher im Vergleich zum Standard-Personenkraftwagen (PKW) und zum anderen erreichen BEV eine wesentlich geringere Reichweite. Mit einer Batterieladung wird nach Herstellerangaben durchschnittlich eine Reichweite von etwa 270 km erreicht [16, 40]. Die Reichweite wird dabei durch unterschiedliche Faktoren stark beeinflusst. Hierzu gehören der Fahrstil, die Topographie des Geländes und Umwelteinflüsse wie Außentemperatur und Luftfeuchtigkeit, sowie Komforteinstellungen des Fahrers. Hinzu kommt, dass Energie zum Klimatisieren der Fahrzeugbatterie benötigt wird, damit es zu keiner vorzeitigen Alterung der Batterie durch Temperaturschwankungen kommt, die in Folge zu Leistungseinbußen führen können.

Die Einflüsse von Nebenverbrauchern auf das Kriterium Reichweite wurden in mehreren Arbeiten beschrieben und analysiert. Dabei konnte ermittelt werden, dass diese Nebenverbraucher die angegebene Reichweite eines BEVs halbieren können [3, 9, 71, 72]. Der thermische Komfort in einem BEV ist geringer als bei einem Standard-PKW. Zudem erschweren die lange, über Stunden dauernden Ladezeiten, sowie die immer noch zu wenigen öffentlichen Lademöglichkeiten, dem Verbraucher den Wechsel vom Standard-PKW zum Elektrofahrzeug. Daher zielen aktuelle Bestrebungen in Forschung, Politik und der Industrie darauf ab, Brückentechnologien weiter zu entwickeln, um den genannten Problemen zu begegnen.

Der Einsatz einer Wärmepumpe zur Temperierung/Klimatisierung ist von der Autoindustrie bereits umgesetzt worden. Beim E-Golf z.B. kann eine Wärmepumpe anstelle des PTC-Heizers gegen Aufpreis mitbestellt werden. Der Vorteil dieser Technologie liegt im Kreisprozess mit dem Kältemittel, welches beim Heizungseinsatz von  $1 \text{ kW}_{\text{elektrisch}}$  einen Leistungsvorteil von bis zu  $4 \text{ kW}_{\text{thermisch}}$  bietet.

Ein Range Extender (RE) ist ein Aggregat, welches aus einem Kraftstoff mit Hilfe einer Verbrennungskraftmaschine eine E-Maschine als Generator antreibt und somit elektrischen Strom bereitstellt. Dieser wird dann mit Hilfe einer Leistungselektronik zum Laden der Batterie oder zum Antrieb des Elektrofahrzeugs genutzt. Der RE stellt eine Brückentechnologie für Elektrofahrzeuge dar und wird bereits als Zusatzoption bei einigen Fahrzeugherstellern angeboten [53].

Die Entwickler und Hersteller von RE nutzen für den Einbau z.B. die Reserveradmulde, wie die Firma FEV oder der Automobilhersteller BMW im BEV-Typ i3. Der Wirkungsgrad eines RE ist mit einem Anlagenwirkungsgrad von durchschnittlich  $\eta_{RE} \approx 29\%$  bei den auf dem Markt befindlichen RE allerdings nicht ausreichend. Eine Optimierung der Technologie ist daher Voraussetzung für den Nachhaltigkeitsgedanken. Die Verluste in der Verbrennungskraftmaschine (VKM) treten dabei hauptsächlich in Form von Abwärme auf. Wenn diese Abwärme genutzt wird, kann dies zu einer signifikanten Steigerung des Gesamtwirkungsgrades beitragen. Zu dieser Thematik sind bereits einige Vorstudien durchgeführt worden, die unterschiedliche Technologien vergleichen und bewerten [8, 17, 24, 82].

Zurzeit wird u.a. an der Skalierung und Optimierung von RE zu kleinen, kompakten Einheiten mit besseren Wirkungsgraden in verschiedenen Forschungsprojekten gearbeitet [24]. Ein RE mit der Funktion der Abwärmenutzung kann als Blockheizkraftwerk (BHKW) bezeichnet werden, wobei deren Haupteinsatzgebiete in der Industrie und in Wohngebäuden liegen.

Bisher wurde die Idee des Einsatzes eines BHKW in einem BEV nur theoretisch beschrieben. Es existieren lediglich Modelle von Konzepten, wie beispielsweise das der Power Conditioning Unit (PCU) der Firma IAV GmbH, die diesen Ansatz in einem Messemodell dargestellt hat. Dieses funktionslose Messemodell beinhaltet eine Verbrennungskraftmaschine mit Nutzung der Abwärme aus Abgas und Kühlwasser, einen elektrischen Generator zur Stromerzeugung und einen Klimakompressor zur Kälteerzeugung [28, 65].

### **Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit ist es, mit Hilfe eines Versuchsaufbaus die Funktionsweise des modularen Konzeptes einer Kraftwärme/-kältekopplung-Kältekopplung zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen zu untersuchen. Die Kennfelder der Teilaggregate sollen ermittelt und der mögliche Anlagenwirkungsgrad dieses mobil eingesetzten mikro BHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung (KKK) basierend auf Messwerten und einer Simulationsrechnung aufgezeigt und bewertet werden.

In Anlehnung an die Klassifizierung des Kraftfahrtbundesamtes werden drei unterschiedlichen Fahrzeugklassen (Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse) gewählt. Um das Konzept bewerten zu können, ist ein Versuchsaufbau errichtet worden. Ausgestattet mit den Komponenten Verbrennungskraftmaschine, E-Maschinen und Klimakompressor ist die experimentelle Erfassung von Kennfeldern möglich. Der Anlagenwirkungsgrad variiert je nach Anforderung und Ausnutzung der angeschlossenen Teilaggregate. Die Ausnutzung wiederum ist abhängig von den thermischen Randbedingungen, die von der Außentemperatur und der zu erreichenden Fahrgastinnenraumtemperatur in einem BEV vorgegeben werden.

Mit Hilfe von Wetterdaten, die auf die vom Deutschen Wetterdienst (DWD) definierten 15 Klimazonen (vgl. [12]) bezogen sind und auf Basis der experimentell ermittelten Daten, wird ein Simulationsmodell entworfen, dass in den drei gewählten Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse im Einzelnen folgende Fragen beantwortet soll:

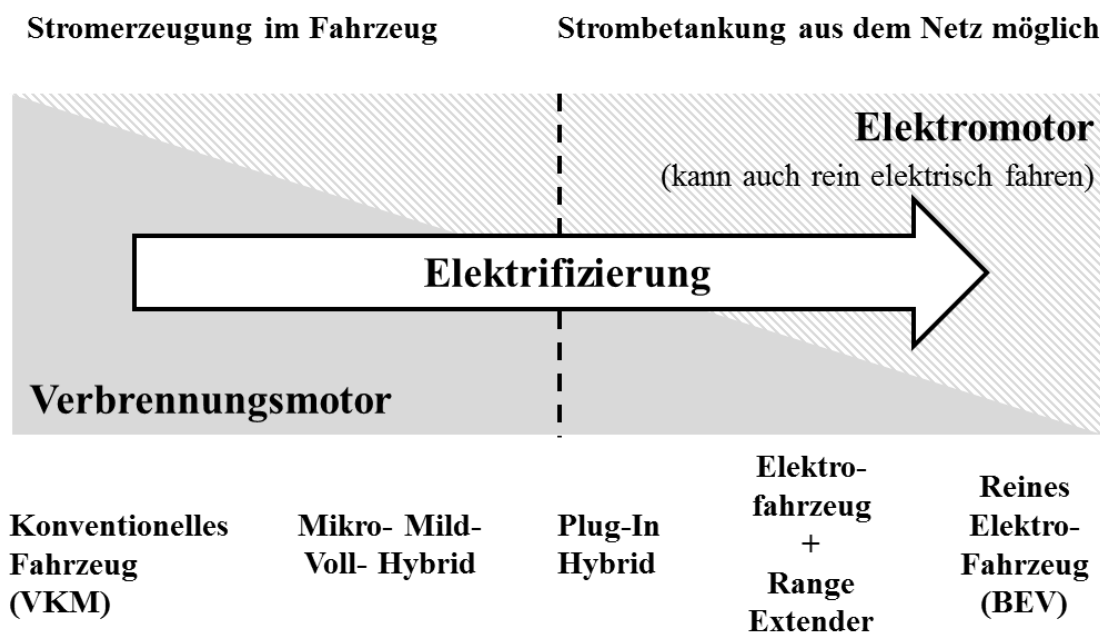
1. Welcher Anlagenwirkungsgrad des mikro BHKW+KKK kann in den verschiedenen Fahrzeugklassen erzielt werden?
2. Welchen Einfluss haben Faktoren wie Außentemperatur und Lüftungsmodus auf den Anlagenwirkungsgrad in den drei Fahrzeugklassen?
3. Wie wirken sich die unterschiedlichen Klimazonen in Deutschland auf den Anlagenwirkungsgrad aus und welcher Einfluss ergibt sich auf die Reichweitenerhöhung und CO<sub>2</sub>-Einsparung?
4. Kann eine Wirkungsgradsteigerung durch eine Änderung der Kopplung (mechanisch, elektrisch) der Anlagenkomponenten erreicht werden?
5. Welche Reichweitenerhöhung und CO<sub>2</sub>-Einsparung bietet der Einsatz einer Wärmepumpe anstelle des BHKW+KKK?

## 2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird der Zusammenhang zwischen RE und Hybridfahrzeugen dargestellt. Im Folgenden werden dabei die Unterschiede der Wirkungsgrade, Betriebsweisen- und Strategien von REs, Blockheizkraftwerken (BHKW), Power Conditioning Units (PCU) und dem mikro Blockheizkraftwerk (mBHKW) aufgezeigt. Der Versuchsaufbau eines mBHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung (KKK) im Institut für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität (IKME) wird dargestellt und die Funktionsweise erläutert. Abschließend wird der zu erwartende zentrale Beitrag der Dissertation im Bezug zum Stand der Technik dargelegt.

### 2.1 Einteilung Fahrzeugantriebe

Die Entwicklung der alternativen Fahrzeugantriebe kann anhand der Elektrifizierung bzw. der Verkleinerung des verbrennungsmotorischen Antriebs dargestellt werden. In Abbildung 2.1 sind die Antriebssysteme mit steigendem Elektrifizierungsgrad aufgeführt.



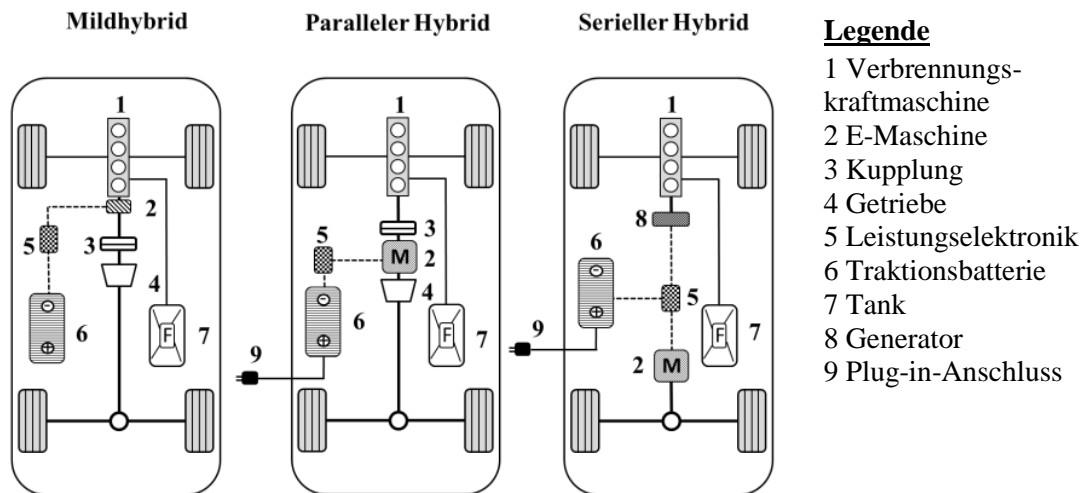
**Abbildung 2.1:** Übersicht der Elektrifizierung der Fahrzeuge und der daraus resultierenden hybriden Fahrzeugantriebe

Die Auswertung von Herstellerangaben der gängigsten zurzeit im europäischen Markt befindlichen BEV (vgl. Anhang I, Tabelle 7.1) zeigt die Hauptproblematik auf. Die aktuell durchschnittliche Reichweite von BEV beträgt lediglich 210 km und die Ladedauer bis zu 10 Stunden (vgl. Tabelle 0.1 im Anhang III in Anlehnung an [80]). Das Reichweitendefizit des BEV wird umso größer, je mehr Komfort-Funktionen genutzt werden. Die Witterung, im Speziellen die Außentemperatur, hat hierbei einen direkten Einfluss auf die Reichweite. Für die Temperierung der Traktionsbatterie (z.B. im Winter oder Sommer), sowie die Klimatisierung des Fahrgastraumes müssen elektrische Kapazitäten aufgewendet werden [58].



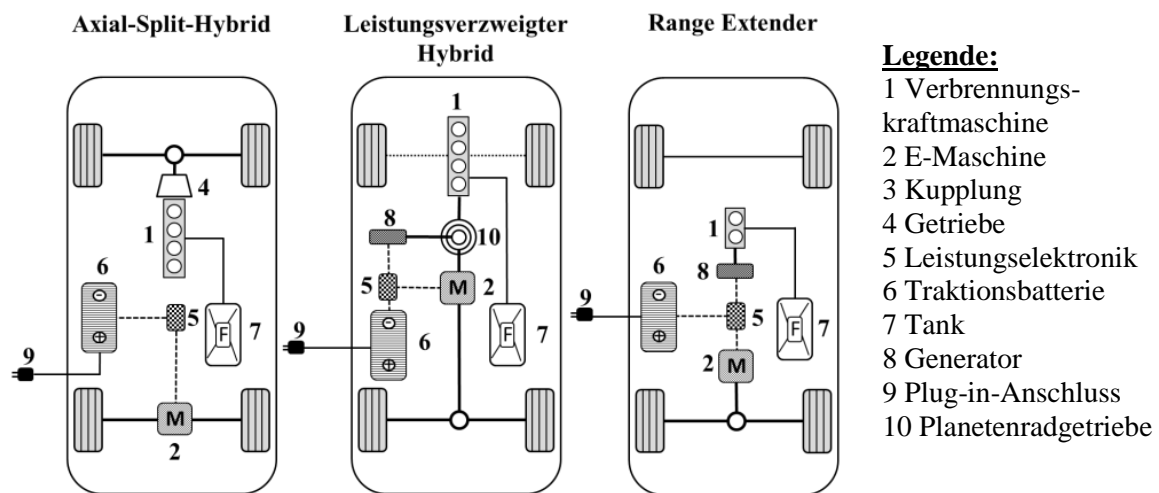
## Hybridantriebe

Der Hybridantrieb besitzt nach der Definition der EG-Rahmenrichtlinie 2007/46/EG mindestens zwei verschiedene Energiewandler, sowie zwei Energiespeichersysteme zu jedem Antrieb. Die Energiewandler können mechanische Energie zum direkten Antrieb erzeugen oder elektrische Energie für den Antrieb bereitstellen. Hybridantriebe können nach dem Hybridkonzept oder Elektrifizierungsgrad eingeteilt werden (Abbildung 2.2. und Abbildung 2.3).



**Abbildung 2.2:** Vergleich der Komponenten des Mild-, parallelen und des seriellen Hybrid

Die VKM eines seriellen Hybridfahrzeugs hat keine mechanische Verbindung zu den Antriebsrädern, stattdessen wird die VKM im Wirkungsgradbestpunkt betrieben. Im konventionellen Fahrmodus wird die Antriebsleistung mehrfach gewandelt. Die VKM betreibt die EM als Generator (8), die somit die notwendige elektrische Leistung für die EM (2) zur Verfügung stellt. Beim elektrischen Fahren treibt die EM (2) als Antriebsmaschine das Fahrzeug an, indem elektrische Energie aus der Traktionsbatterie (6) entnommen und der Leistungselektronik (LE) bereitgestellt wird. Die VKM ist während dieser Phase abgeschaltet. Beim „Boosten“ wird die VKM mit maximaler Leistung betrieben, wodurch die EM (8) als Generator die maximale elektrische Energie zur Verfügung stellt. Zeitgleich nutzt die EM (2) die in der Batterie gespeicherte elektrische Energie zusätzlich, um ein maximales Antriebsmoment zu erzeugen. Bei der Rekuperation wird das Fahrzeug durch die EM (2) abgebremst, welche dann als Generator arbeitet. Ein Großteil der Bewegungsenergie des Fahrzeugs wird über den Generator als Strom in die Batterie zurückgespeist. Die VKM (1) und die EM (8) werden in diesem Modus abgeschaltet.



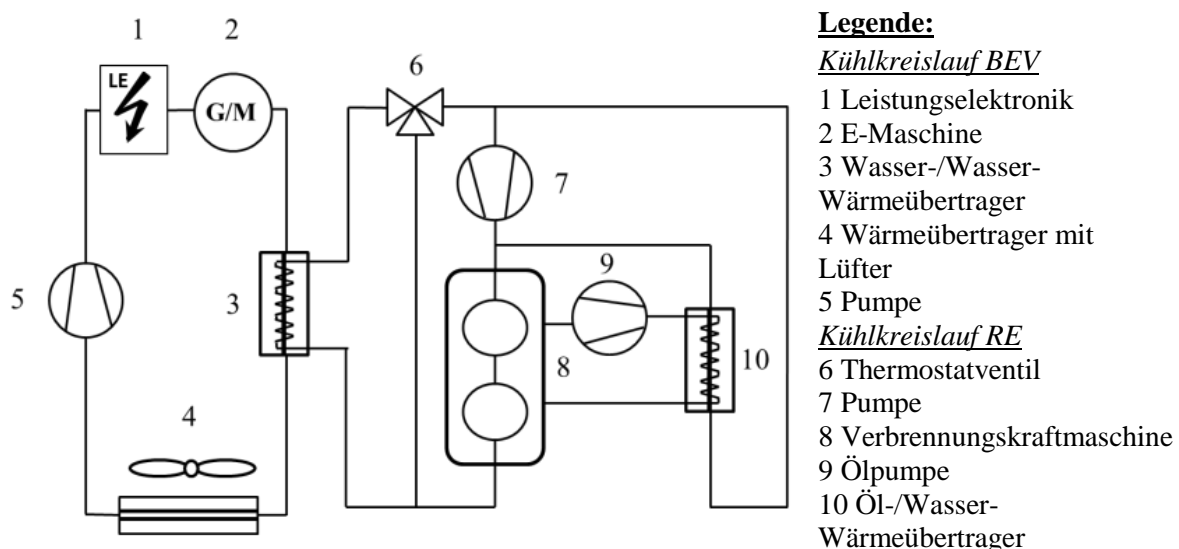
**Abbildung 2.3:** Vergleich der Komponenten des Axial-Split-Hybrid, des leistungverzweigten Hybrid und des Range Extender

Beim Betrieb mit Lastpunktanhebung arbeitet die VKM (1) im günstigsten Verbrauchspunkt und betreibt die EM (8) als Generator. Nur ein geringer Teil dieser Generatorleistung wird von der EM (2) als Antriebsleistung benötigt. Der restliche Anteil wird genutzt, um elektrische Energie in der Batterie zu speichern. Beim leistungverzweigten Hybrid ist das wesentliche Merkmal, dass das Getriebe die erzeugte mechanische Leistung der VKM (1) mit einem elektrischen Zweig verbindet. Elektrisch leistungverzweigte Getriebe bestehen aus der Kopplung von Getriebeelementen (10) mit einem elektrischen Variator. Dieser setzt sich aus mindestens zwei elektrischen Maschinen zusammen, wobei eine motorisch (2) und eine generatorisch (8) arbeitet, sowie einer zugehörigen Leistungselektronik (5). Bei der Wandlung von mechanischer in elektrische Energie wird die Einstellung unterschiedlicher Drehzahlen und -momente der Wellen des Variators (10) möglich.

## 2.2 Range Extender

In Europa wird der Begriff „Reichweitenverlängerer“ (engl. Range Extender) verwendet, in den USA hingegen verwendet man den Begriff „Extended Range Electric Vehicle“ (EREV), oder allgemein auch „Range Extended Electric Vehicle“ (REEV). Der RE gehört zu den seriellen Hybridantrieben und besteht aus einer VKM, die mit einer EM als GEN die Traktionsbatterie speist. Der Aufbau entspricht einem seriellen Hybrid (Abb. 2.2), eine direkte Antriebsverbindung besteht nicht (vgl. Abbildung 2.3).

Da die Reichweiten von BEVs heute noch gering sind, werden RE im BEV von den Fahrzeugherstellern als Alternative angeboten. Hierbei übernimmt der RE die Überwachung des Ladezustandes der Traktionsbatterie und lädt diese nach vordefinierten Parametern. In Abbildung 2.4 ist der Aufbau eines RE mit seinen Einzelkomponenten dargestellt. Zwei Kühlkreisläufe dienen zum Abwärmetransport an die Außenluft. Der Kühlkreislauf des BEVs dient zur Temperierung der LE und der Traktionsbatterie. Der Kühlkreis des RE wird zur Kühlung der VKM eingesetzt. Die eingesetzten Kühlmedien können Luft, Wasser und Klimagase (z.B. R134a) sein.



**Abbildung 2.4:** Funktionsschaltbild des Range Extender (RE) im Batterie elektrischen Fahrzeug (BEV)

### Leistungsklassen der Range Extender (Orientierungswerte)

RE lassen sich nach der abgegeben elektrischen Leistung einteilen:

- < 10 kW elektrisch → „Notstromaggregat“ zur Reichweitenverlängerung bis zur nächsten Ladestation
- < 25 kW elektrisch → Wiederaufladen der Batterie und nahezu vollwertige Fahrleistung
- > 25 kW elektrisch → Für größere Fahrzeuge mit vollwertigen Fahrleistungen und Komfort sowie Wiederaufladen der Batterie (für den Direktantrieb)

### 2.2.1 Marktübersicht der Antriebssysteme für Range Extender

Die Gewichtung der Anforderungen an die VKM eines RE hängt von verschiedenen Eigenschaften ab. Hierzu zählen: Bauraum, Gewicht, Akustik, Emissionen, Herstellkosten, Entwicklungsrisiko, Startverhalten, Wirkungsgrad und die Möglichkeit der Nutzung von alternativen Kraftstoffen. Eine Übersicht dieser Eigenschaften ist in Tabelle 2.1 aufgelistet. In Tabelle 2.2 sind eine exemplarische Auswahl der Antriebssysteme und Hersteller von RE aufgelistet.

**Tabelle 2.1:** Übersicht der Eigenschaften unterschiedlicher Antriebssysteme in Anlehnung an [81]

Eigenschaft	Otto 2-Takt	Otto 4-Takt	Diesel 2-Takt	Diesel 4-Takt	Wankel	Stirling	Gas- turbine	Brenn- stoffzelle
Bauraum	+	+	+	0	+	+	+	+
Gewicht	++	+	+	+	++	--	+	+
Akustik	0	+	0	0	+	+	--	++
Emissions- reduzierung	0	+	0	0	0	++	-	++
Herstellkosten	++	++	+	++	0	--	--	--
Entwicklungs- risiko	+	++	0	++	0	--	--	-
Startverhalten	++	++	+	+	+	-	-	0
Wirkungsgrad	0	+	+	++	0	+	-	++
Flexfuel	0	+	+	+	0	++	0	--

**Tabelle 2.2:** Zusammenstellung einer Auswahl der auf dem Markt befindlichen Verbrennungskraftmaschinen -Konzepte für Range Extender

Nr.	Hersteller/ Bezeichnung	Zylinder/ Läuferzahl	Leistung [kW]	Hubraum [ccm]	Gewicht [kg]
1	Aquarius Engines	1	63	500	20 (ohne GEN)
2	AVL Pure REX	Wankel	15	250	65
3	AVL Pure REX	2	k.A.	570	k.A.
4	BMW	2	28	647	120
5	ENGIRO	3	5 - 40	1200	165
6	ENGIRO 15-1 RE	Wankel	15	k.A.	32
7	FEV/KSPG V2 REX	2	30	799	62
8	FEV Wankel REX	Wankel	20	290	60
9	Kolbenschmidt Pierburg	2/3	45	900	60
10	Lotus	2	20	900	45
11	Lotus	2	30	900	k.A.
12	Lotus	3	35	1300	51
13	Lotus	3	50	1300	58
14	Mahle	2/4	30	900	70
15	Mahle	4	55 - 100	1200	k.A.
16	Mazda	Wankel	22	300	k.A.
17	Opel/GM	4	64	1398	k.A.
18	Polaris	1	26	330	38
19	RadiJet	mikro Gasturbine	10	---	k.A.

Die Motorenkonzepte unterscheiden sich nicht nur in der Zylinderzahl und Hubraum, sondern auch vom prinzipiellen Konzept. Untypisch sind Mikrogasturbine und Wankel-Motoren. Hauptsächlich werden Hubkolbenmotoren für den Einsatz im BEV verwendet.

Die Tabelle 2.2 zeigt weiterhin den Zusammenhang zwischen Zylinderanzahl und Gewicht. Der durchschnittliche Hubraum von RE beträgt 800 ccm und die Leistung 36 kW. Als RE sind serienmäßig (vgl. Tabelle 2.2) zum Beispiel Nr. 4 im BMW i3 und Nr.17 im Opel Ampera verbaut.

## 2.2.2 Betriebsstrategien des Range Extenders

Nach [81] werden RE in einer quasistationären Betriebsweise betrieben, d.h. in den meisten Fällen ist ein Einpunkt-Betrieb nicht sinnvoll. Verschiedene Ladestrategien machen einen Zweipunkt- oder gar einen Dreipunkt-Betrieb erforderlich, da abhängig vom Ladezustand der Batterie und dem Fahrerwunsch, ein instationärer Betrieb weitgehend ausgeschlossen werden kann. Die VKM kann bezüglich Gemischbildung, Verbrennung, Abgasnachbehandlung und Akustik auf diese wenigen Betriebspunkte optimiert werden, gleiches gilt für die Nebenaggregate wie Öl- und Kühlwasserpumpen. Die Reibungsverluste können mittels Thermomanagement und bedarfsorientiertem Betrieb der Nebenaggregate ebenfalls reduziert werden. Die damit verbundene Effizienzsteigerung von RE kompensiert weitgehend die Wirkungsgradverluste durch die zweimalige Energiewandlung mechanisch/elektrisch und elektrisch/mechanisch. Ein Anlasser ist nicht notwendig, da sich die VKM über die direkt gekoppelte EM starten lässt. Grundsätzlich ist der Einbauort frei wählbar, da nur eine elektrische Kabel-Stecker-Verbindung mit der Leistungselektronik (LE) besteht. Kraftstofftank und Kühlswassersystem sind oft direkt am RE angebracht, sodass ein kompaktes RE-Modul entsteht. Im Extremfall handelt es sich um ein „Boardcase“, das als Ausstattungsvariante für das BEV optional (z. B. beim BMW i3) gekauft oder (beim System von FEV) gemietet werden kann. Hierfür sind allerdings Schnittstellen-Standards hilfreich. Erste RE-Module erreichten Gesamtgewichte von 40 bis 165 kg [21], vgl. Tab.2.2. Die Betriebsstrategie des RE ist auf minimalen Kraftstoffverbrauch im Fahrbetrieb unter Einhaltung der Grenzwerte für Abgas-, Geräusch- und Vibrationsemissionen ausgelegt. Eine dynamische Lastregelung des GEN und eine angepasste Betriebspunktwahl bilden hier die Basis, um im realen Fahrbetrieb die Geräuschemissionen im unkritischen Bereich zu halten. Eine Erweiterung der Strategie sieht vor, den RE nur in Ausnahmefällen (etwa bei tiefstem Batterieladezustand) unter 5 kW Leistungsanforderung oder 45 km/h Fahrzeuggeschwindigkeit zu starten. Im normalen Betriebszustand wird die Leistung proportional der Geschwindigkeit des Fahrzeugs angepasst. Die Betriebsstrategie, die unter anderem das Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors und die Höhe der abgegebenen Leistung des Generators regelt, ist von einer Vielzahl von Parametern abhängig. Beispielhaft werden hier vier mögliche Varianten vorgestellt:

- Leistung der VKM ist proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit
- Leistung der VKM ist proportional zum Entladezustand der Batterie
- Betrieb der VKM ausschließlich im Arbeitspunkt mit maximaler Leistung
- Betrieb der VKM nur im Arbeitspunkt mit maximalem Wirkungsgrad

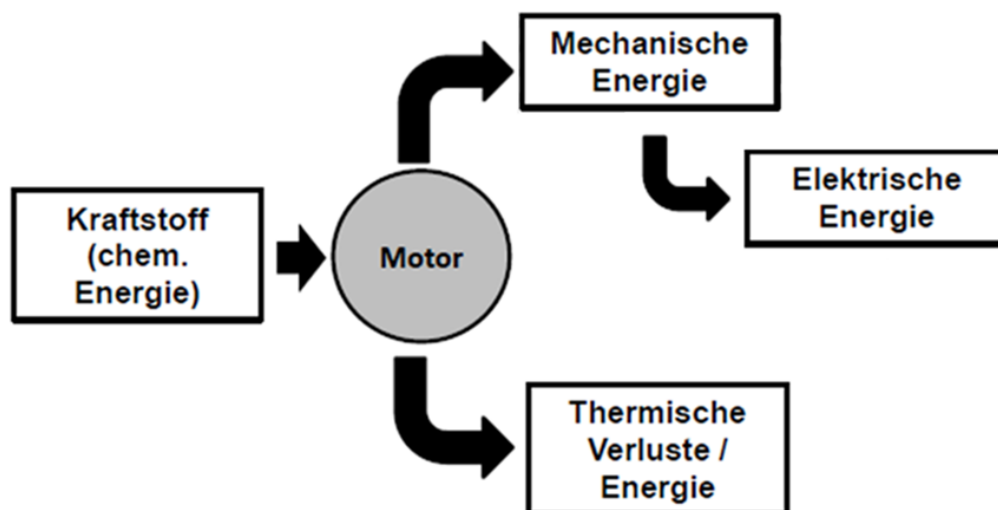
Bei allen vier Strategien ist das Ein und Ausschalten der VKM an feste Grenzen des Batterieladezustandes und als weitere Nebenbedingung an eine Fahrzeug-Mindestgeschwindigkeit gekoppelt. Darüber hinaus sind in der Betriebsstrategie weitere

Betriebssituationen berücksichtigt, wie zum Beispiel das Katalysatorheizen oder ein Not-Laden der Batterie, falls der Ladezustand einen kritischen Wert unterschreitet.

Diese Betriebsstrategien werden bei [41] erweitert:

- **Zero-Emission:** Durch eine umgebungsbedingte Randbedingung kommt es zur Forderung des rein elektrischen Antreibens des Fahrzeugs.
- **Best-Punkt-Betrieb:** Zur Steigerung der Kraftstoffeffizienz des RE werden die Betriebspunkte der VKM in den Punkt minimalen Kraftstoffverbrauchs verschoben.
- **Maximal-Leistungs-Betrieb:** Zur Steigerung der Leistungsabgabe des RE werden die Betriebspunkte der VKM zu dem Punkt maximaler Leistung verschoben.
- **Rekuperation von kinetischer und potenzieller Energie aus dem Fahr- und Arbeitsantrieb:** Durch einen bidirektionalen Leistungsfluss im elektrischen Antriebssystem kann überschüssige Energie in Form von passiven Lasten, beim Abbremsen des Fahr- oder Arbeitsantriebs, in der Batterie gespeichert werden. Es ist allerdings auch möglich, die Energie direkt zu regenerieren, indem diese direkt einem anderen Verbraucher zur Verfügung gestellt wird. So lässt sich beispielsweise die, aus einer Verzögerung der Fahrgeschwindigkeit gewonnene Energie, direkt einer Arbeitsfunktion bereitstellen.
- **Notbetrieb mit reduzierter Leistung:** Um eine Tiefentladung und damit eine Schädigung der Batterie zu verhindern, wird bei niedrigem Ladezustand der Batterie die maximal abzuführende Leistung aus dem Antriebssystem begrenzt.

Die Wirkungsgradkette eines RE setzt sich hierbei aus drei Teilen zusammen, der VKM, dem GEN und der LE, wobei die hohen Wirkungsgradverluste der VKM geschuldet sind und in Form von Abwärme im Abgas und Kühlwasser, sowie in den Restverlusten der Motorenkonstruktion liegen. Der RE weist durchschnittlich einen Anlagenwirkungsgrad von  $\eta_{VKM} = 25 - 30 \%$  auf [80]. In Abbildung 2.5 wird die vereinfachte Wirkungsgradkette eines RE, welche aus drei Teigliedern besteht, dargestellt.



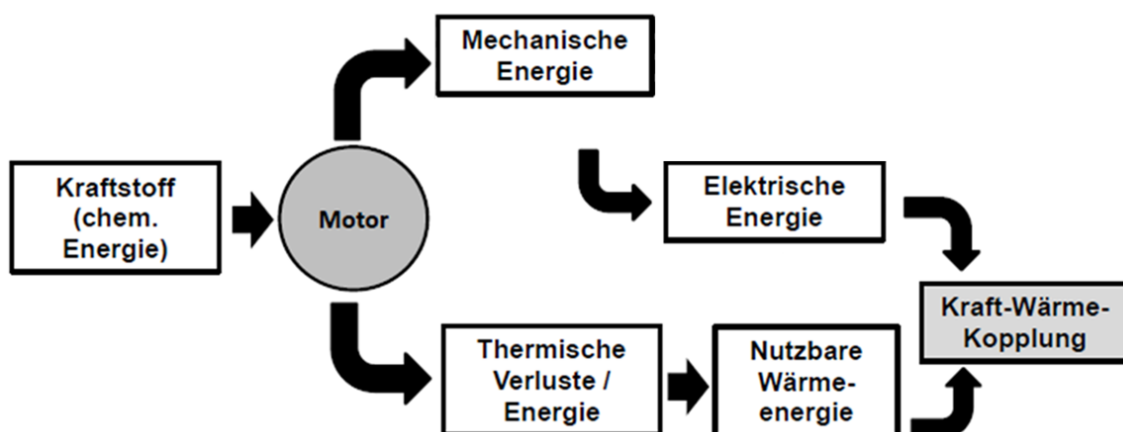
**Abbildung 2.5:** Vereinfachte Wirkungsgradkette eines Range Extenders

## 2.3 Kraft-Wärme-Kopplung

Ein System, das gleichzeitig „Kraft“ und Nutzwärme bereitstellt, wird als Anlage zur Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) bezeichnet. Unter dem Begriff „Kraft“ kann Druckluft, elektrische oder mechanische Energie verstanden werden. Das Konzept kinetische Energie in elektrische Energie umzuwandeln, ist heute weit verbreitet. Durch die gleichzeitige Nutzung der anfallenden (Ab-)Wärme kann insbesondere in der Gebäudeanwendung, der eingesetzte Energieträger optimal genutzt werden (Abbildung 2.6). Diese Einheit nennt man Blockheizkraftwerk (BHKW).

### 2.3.1 Blockheizkraftwerk

Das BHKW wird in der Regel für die dezentrale Gebäudeversorgung eingesetzt. Ein BHKW besteht aus einer VKM die eine EM antreibt. Die EM dient zur Stromerzeugung. Die gleichzeitige Abwärmenutzung aus Motorkühlwasser und Abgas wird dabei mittels Wärmeübertrager als Heizwärme bereitgestellt. Der Gesamtwirkungsgrad (vgl. Abbildung 2.6) steigt mit der Nutzung der Abwärme aus Kühlwasser und Abgas.



**Abbildung 2.6:** Vereinfachte Wirkungskaskade der Kraft-Wärme-Kopplung

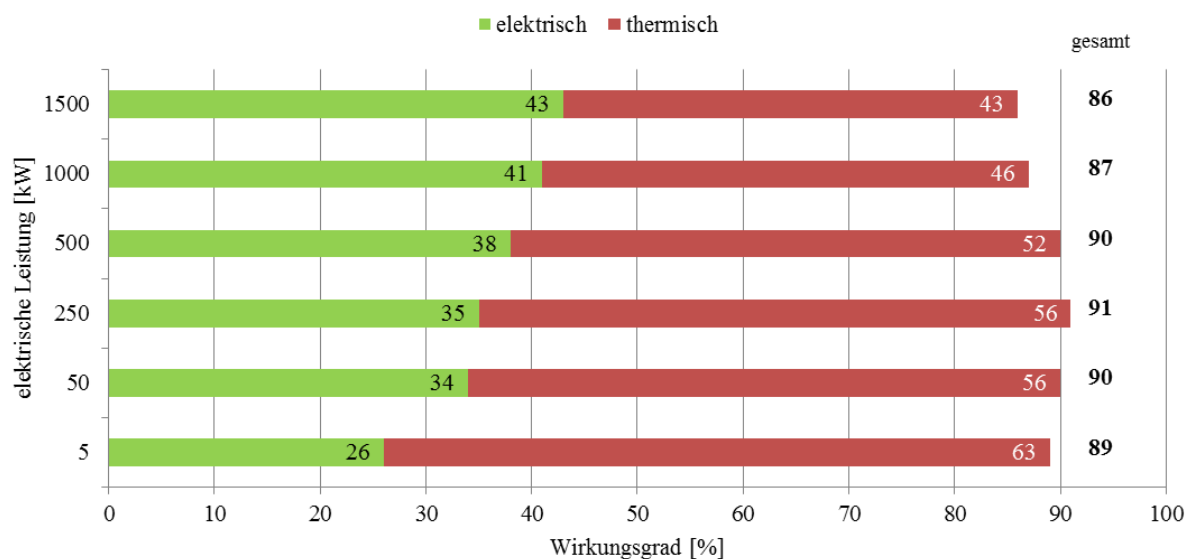
### Blockheizkraftwerk- Leistungsbereiche und Bauformen

Die BHKW-Bauformen lassen sich in gekapselte und ungekapselte Kompaktmodule einteilen. Die gekapselten Module sind typischerweise meist im nano, mikro und mini BHKW Segment zu finden. In dieser Bauform befindet sich der Verbrennungsmotor, der Elektrogenerator sowie weitere Aggregatteile und meist auch die Steuerung, im gekapselten Gehäuse. Diese motornahe Lage ist jedoch aufgrund von Vibrationen und Wärme meist keine optimale, aber eine platzsparende Lösung. Groß-BHKWs sind meist als ungekapselte Kompaktmodule ohne Schalldämmung, nur in einem Rahmen aus Stahlprofilen montiert, der den Transport und das Aufstellen erleichtert. Auch die Ausführung als Container-BHKW ist in der Industrieanwendung etabliert. Es sind keine genauen Schwellenwerte für die Abgrenzung der Leistungsklassen normiert. Die gängige Einteilung erfolgt über die elektrische Leistung. Basierend auf den unterschiedlichen Gebäudegrößen und den verschiedenen Förderungstatbeständen lassen sich nano, mikro, mini und groß BHKW unterscheiden (vgl. Tabelle 2.3).

**Tabelle 2.3:** Übersicht der etablierten Bezeichnung von Blockheizkraftwerken (BHKW) eingeteilt nach Leistungsklassen:

BHKW-Typ	elektrischer Leistungsbereich
nano BHKW	$P_{el} < 2,5 \text{ kW}$
mikro BHKW	$P_{el} < 20 \text{ kW}$
mini BHKW	$P_{el} < 25 \text{ kW}$
groß BHKW	$P_{el} > 50 \text{ kW}$

Die erreichbaren Anlagenwirkungsgrade des BHKW variieren je nach Anlagengröße (vgl. Abbildung 2.7).



**Abbildung 2.7:** Übersicht der Wirkungsgrade von Blockheizkraftwerken mit unterschiedlichen Leistungen, in Anlehnung an [2]

### Betriebsstrategien des BHKW

Ziel des stromgeführten Betriebes eines BHKW ist die vollständige Abdeckung des Strombedarfs. Das BHKW wird dabei nach Anforderung des Stromnetzes geregelt. Die erzeugte Wärme wird hier zum Heizen an das Wärmenetz abgegeben. Reicht diese erzeugte Wärme nicht zum Heizen aus, muss über einen zusätzlichen Spitzenlasterzeuger zusätzliche Wärme produziert werden. Wird zu viel Wärme produziert, muss diese wiederum über eine Notkühlung ungenutzt an die Umgebung abgegeben werden. Der wärmegeführte Betrieb dient vor allem zur Abdeckung des Wärmebedarfs einer Raumheizung und zur Trink-Warmwassererzeugung. Das BHKW wird dabei so geregelt, dass der notwendige Wärmebedarf gedeckt wird. Reicht hierbei die thermische Leistung nicht aus, muss mit einem Spitzenlasterzeuger zusätzlich Wärme produziert werden. Der durch das BHKW erzeugte Strom kann in das Stromnetz eingespeist oder im Versorgungsobjekt selbst genutzt werden.



Reicht der Strom nicht aus, wird aus dem Netz zusätzlich Strom bezogen. Schwanken die Nutzungsanforderungen stark, können auch beide Betriebsweisen miteinander gekoppelt sein.

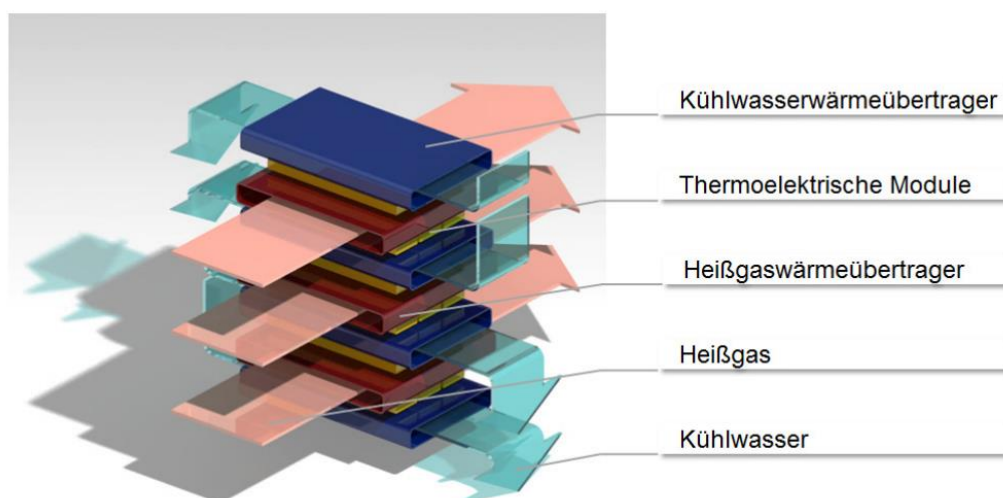
Generell ist der Einsatz eines thermischen Pufferspeichers sinnvoll, da sich so die Laufzeit eines BHKWs verlängert. Zum Einsatz kommen verschiedene Motorprinzipien (vgl. Tabelle 2.4) wie z.B. Otto-, Diesel-, Sterlingmotor oder Brennstoffzelle. Diese können dabei mit unterschiedlichen Energieträgern betrieben werden, wie bspw. Erdgas, Erdgas/Propan/Luft- oder Erdgas/Butan/Luft-Gemische, Propan, Klär- und Deponiegas, Wasserstoff oder Diesel- bzw. Ottokraftstoff.

**Tabelle 2.4:** Übersicht des Motorprinzips und Betriebsweise für Blockheizkraftwerke

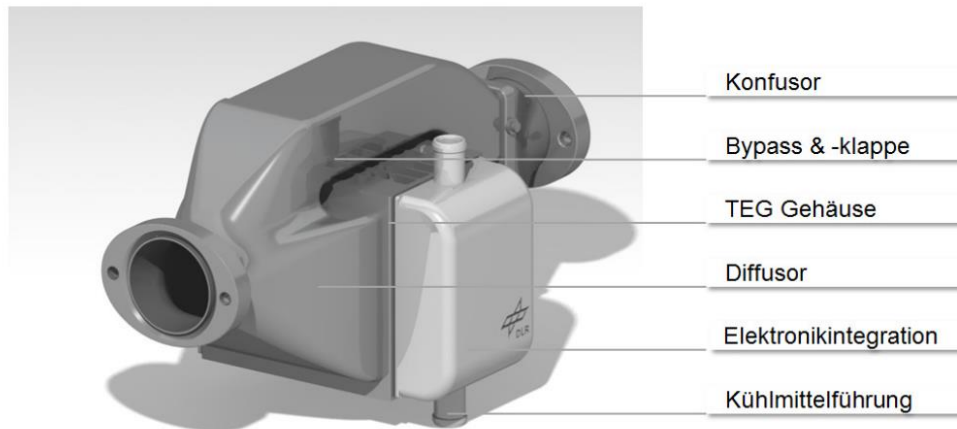
VKM	Kraftstoffart	Betriebsweise
Diesel	Gas und Gasgemische	stromgeführt
Otto	Heizöl/Diesel	wärmegeführt
Sterling	Festbrennstoffe	strom- und wärmegeführt
Brennstoffzelle	Gas	strom- und wärmegeführt

### 2.3.2 Thermoelektrischer Generator

In einer Arbeit [77] wird der Einsatz eines thermoelektrischen Generators (TEG) in einem PKW untersucht. Hier dient der TEG dazu, die im Abgas gespeicherte Wärme-Energie direkt in elektrische Energie zu überführen. Im Gegensatz zur Nutzung von Wärme-Kraftmaschinen bietet die Thermoelektrik andere Möglichkeiten zum Aufbau von Generator-Anlagen für die Kraftfahrzeugtechnik mit geringerer Komplexität und vergleichbaren oder sogar höheren System-Wirkungsgraden als gekoppelte GEN, da TEG keine beweglichen Teile besitzen und verhältnismäßig leicht sind, können diese kompakt aufgebaut werden. Die Abbildungen 2.8 und 2.9 veranschaulichen das Prinzip und die Bauweise eines TEG.

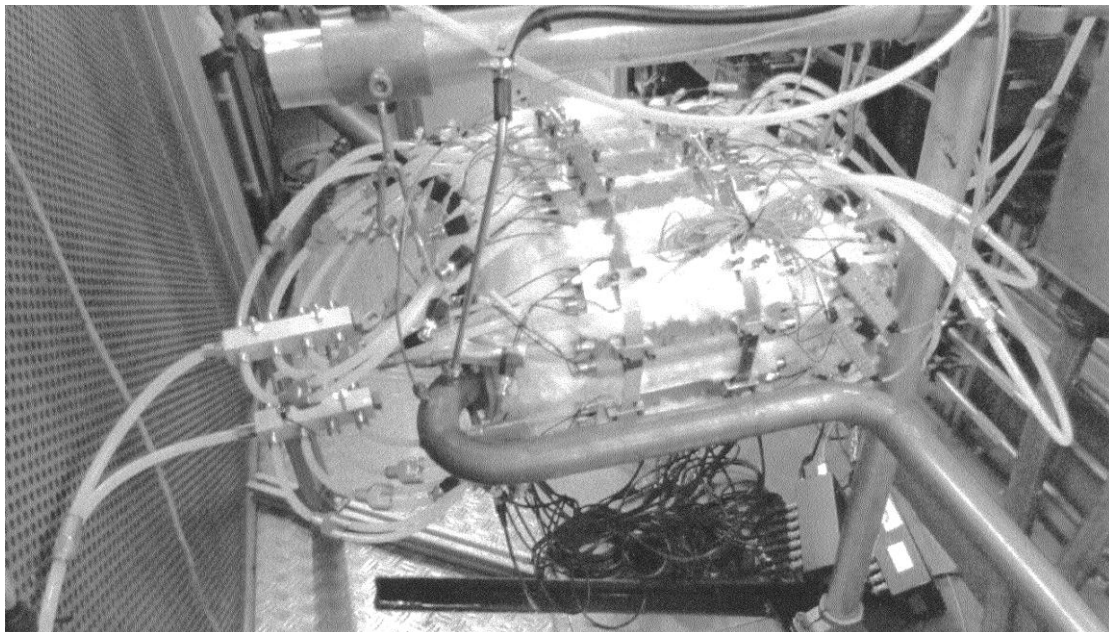


**Abbildung 2.8:** Prinzip der modularen Struktur des TEG die Funktion eines Kreuzstromwärmeübertragers aufweist [68,77]



**Abbildung 2.9:** Hochintegrierter thermoelektrischer Generator als Kreuzstromwärmübertrager mit Bypass; (Maße ca. 300x150x200) [68,77]

Ein weiterer Ansatz ist es, die TEG Technologie in BEV zu nutzen. In einem Projekt des DLR [68] wird untersucht, ob mit Hilfe eines TEG die Abgasverlustwärme, des auf einer VKM basierenden RE in elektrische Energie umgewandelt werden kann. Der so erzeugte Strom steht dann zur Verfügung, um die (elektrische) Reichweite in einem Fahrzeug zu erhöhen, den Kraftstoffverbrauch zu verringern und die CO<sub>2</sub>-Emission zu minimieren. In einem Forschungsprojekt [79] kam ein TEG im RE des BHW i3 Endschalldämpfer zum Einsatz. In Abbildung 2.10 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Hier wurde der Endschalldämpfer des RE an ausgewählten Stellen mit TEG versehen.



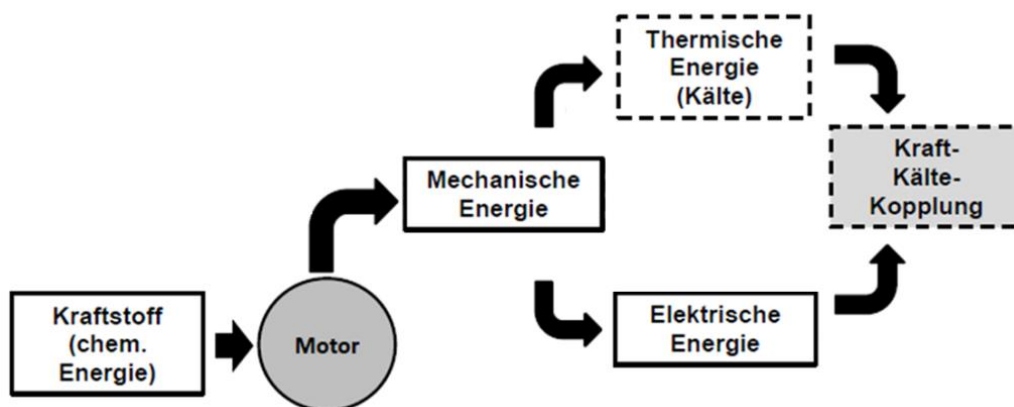
**Abbildung 2.10:** Ein mit einem thermoelektrischen Generator bestückter Endschalldämpfer eines Range Extender des BMW i3 (Maße ca. 600x300x400) [79]

## 2.4 Kraft-Kälte-Kopplung

Durch den Einsatz eines BHKW in einem elektrischen Leistungsbereich von  $< 20$  kW, welches als mikro BHKW bezeichnet wird, kann durch Nutzung der Abwärme zum Heizen und durch die Erzeugung von Kälte im gleichzeitigen elektrischen Ladeprozess, die Batterie mehrfach entlastet werden. Zum einen muss keine elektrische Energie für die thermischen Belange (Heizen und oder Kühlen) zur Verfügung gestellt werden und zum anderen kann gleichzeitig geladen werden. Diese Kopplung eines Blockheizkraftwerkes mit einem KM wird als Kraft-Kälte-Kopplung (KKK) bezeichnet. Diese KKK kann wahlweise über einzelne Kupplungen und Übersetzungsverhältnisse zu- und abgeschaltet werden. Der Antrieb erfolgt wahlweise durch die EM oder die VKM. Um den Betrieb eines BEV unter Vermeidung von Abgasen in bestimmten Situationen wirtschaftlich und energetisch günstig zu gestalten, wird ein KM mit der EM bei ausreichendem Ladezustand der elektrofahrzeugseitigen Batterie betrieben. Die Patente der Firmen PARAGON [61] und ISATEC [35] unterscheiden sich in der Anordnung und Ausführung der Einzelheiten. PARAGON nutzt statt eines Hubkolben-einen Wankelmotor als VKM.

### Betriebsmodi der Kraft-Kälte-Kopplung

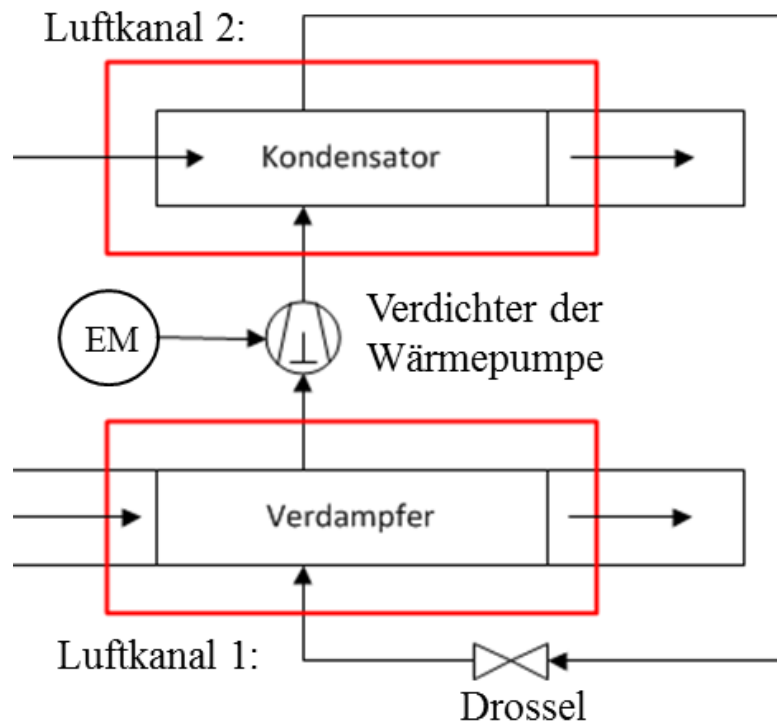
- Im „Anlassmodus“ wird die EM des REs zum Anlassen der VKM genutzt.
- Im „Generatormodus“ treibt die VKM des REs die EM als GEN an.
- Im „VM-Antriebsmodus“ treibt die VKM den Klimakompressor an.
- Im „EM-Antriebsmodus“ treibt die EM den Klimakompressor an.



**Abbildung 2.11:** Vereinfachte Wirkungskette der Kraft-Kälte-Kopplung

### Wärmepumpe und Kältekreislauf

Die Wärmepumpe ist eine Maschine, die mit Hilfe von elektrischer Antriebsenergie thermische Energie in einem Kreisprozess aufnimmt und an einem anderen Ort wieder abgibt. Dieser Wärmetransport erfolgt mit Hilfe eines Klima-Gases (Kältemittel). Der Kreisprozess gliedert sich dabei in vier Prozessschritte: Verdampfen, Verdichten eines Kältemittels, Kondensieren und Entspannen des Kältemittels.



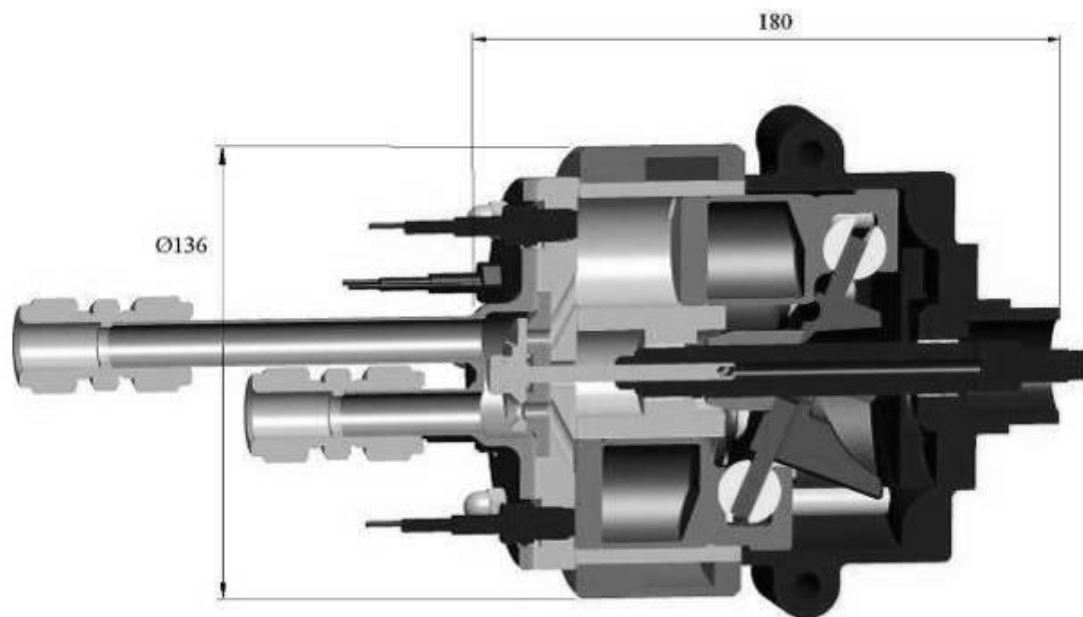
**Abbildung 2.12:** Vereinfachte Darstellung des Kreisprozesses einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsmaschine

Bei der Verdampfung des Kältemittels wird dem Kreisprozess Wärmeenergie zugeführt. Bei der anschließenden Verdichtung des Kältemittels durch den elektrischen Antrieb des Klimakompressors erhöht sich das thermische Niveau. Beim Kondensieren wird die Energie an einem anderen Ort wieder abgegeben. Beim Entspannen wird wieder das Ausgangsdruckniveau erreicht und der Prozess startet erneut.

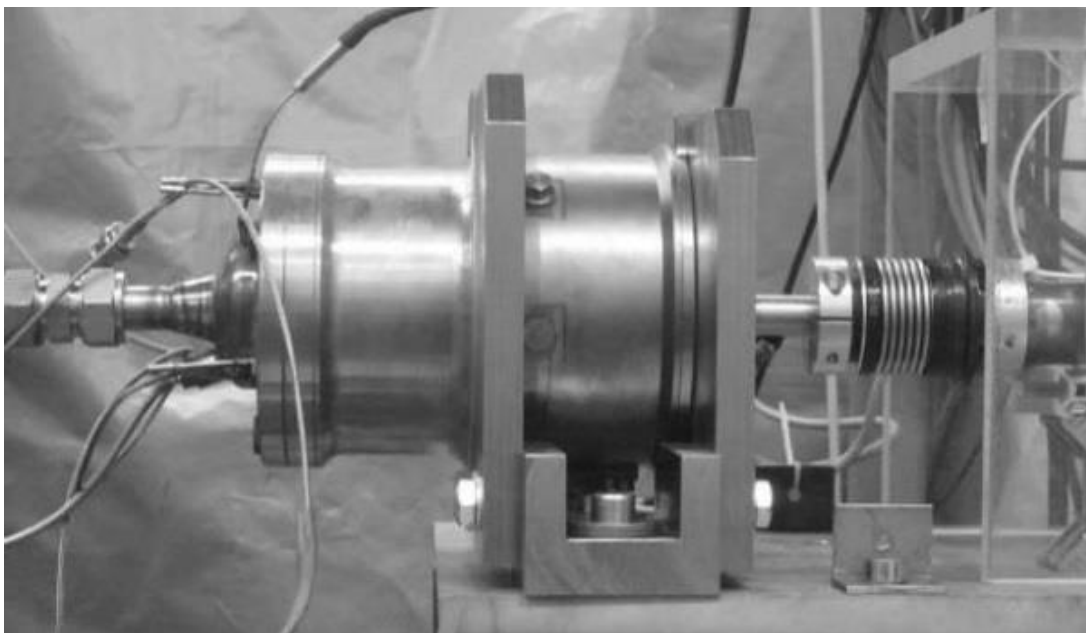
Je nach Einsatzort des Verdampfers und des Kondensators kann mit diesem Prozess gekühlt oder geheizt werden. Wird einem Raum die thermische Energie entzogen, sinkt die Innenraumtemperatur. Dieser Prozess wird zur Kühlung eingesetzt (vgl. Kapitel 3.5). Wird dagegen der freien Umgebung die thermische Energie entzogen und in einen begrenzten Raum abgegeben, steigt im Raum die Innenraumtemperatur an. Dieser Prozess wird zum Heizen genutzt und wird auch als Wärmepumpe bezeichnet.

## 2.5 Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung

Im Rahmen eines Projektes [71] wurde eine Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) in der Praxis mit einer Adsorptionskältemaschine (AdKM) und einer Organic-Rankine-Cycle (ORC)- Anlage von der AMOVIS GmbH entwickelt und erprobt. Der ORC ist ein Rankine-Dampfkreisprozess mit einem organischen Arbeitsmittel. Es wird Ethanol oder eine Ethanol-Wassermischung eingesetzt. Als Brenner wird eine handelsübliche Standheizung ohne Wasserwärmetauscher mit maximal 12 kW Brennstoffleistung verwendet. In einem nachgeschalteten Rohrschlaufendampferzeuger mit Kreuz-Gegenstromcharakteristik wird das Arbeitsmedium verdampft.



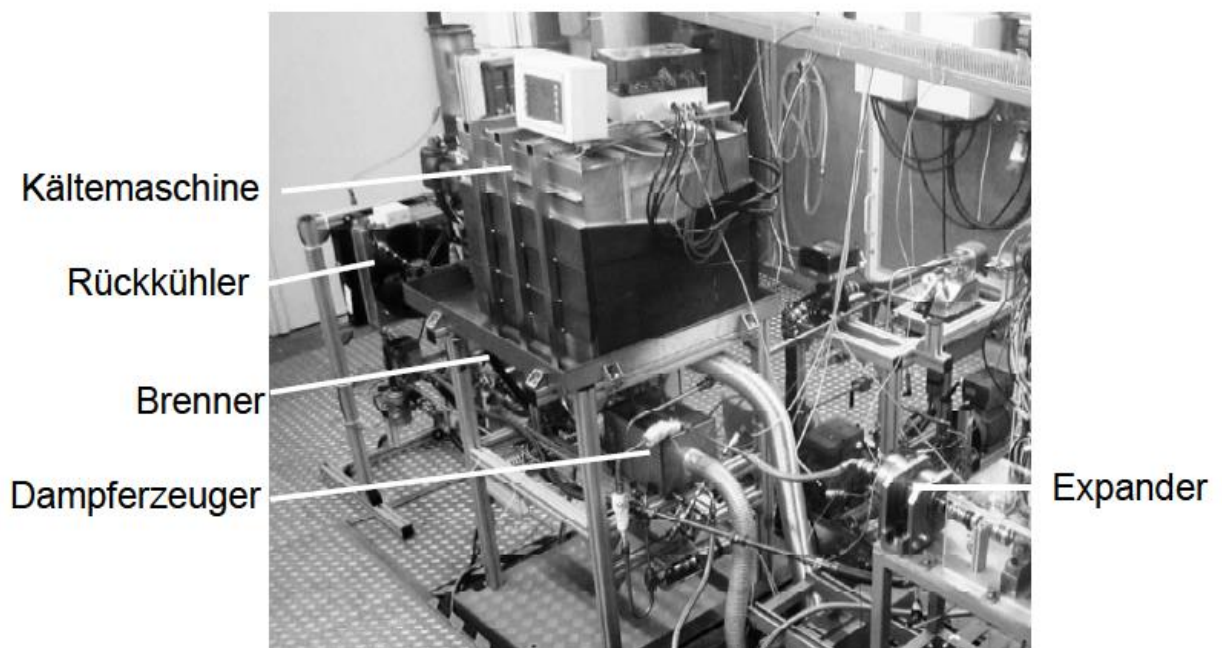
**Abbildung 2.13:** Axialkolbenexpander Schnittdarstellung, Amovis GmbH [71]



**Abbildung 2.14:** Axialkolbenexpander, Amovis GmbH [71]

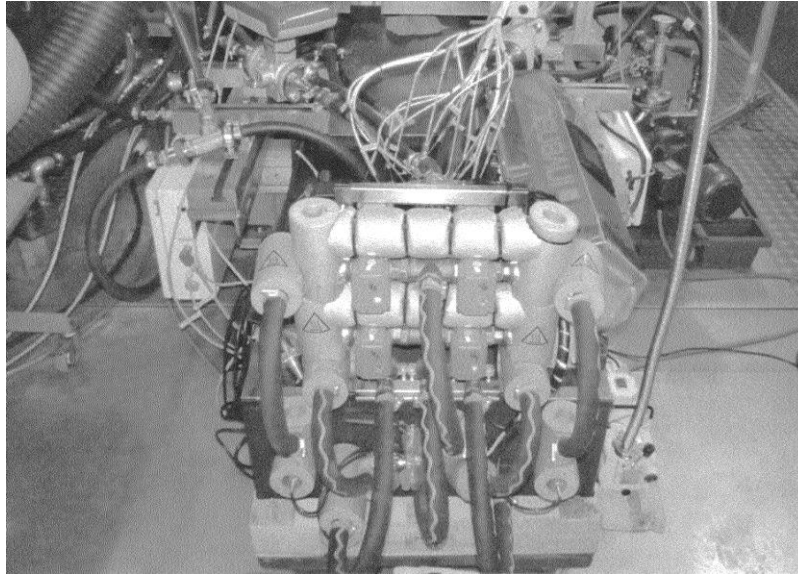


Das überhitzte Arbeitsmedium wird in einem Axialkolbenexpander (Abbildung 2.13 und Abbildung 2.14) entspannt und gibt dabei mechanische Energie ab. Wenn die AdKM nicht in Betrieb ist, oder nur eine geringere Leistung benötigt wird, kann die Rückkühltemperatur unter die ideale Antriebstemperatur der Kältemaschine abgesenkt werden und so der Wirkungsgrad und die mechanische bzw. elektrische Leistung der ORC-Anlage erhöht werden. Das entspannte Arbeitsmedium wird anschließend in einem Plattenkondensator, von dem der Wärmestrom als Antrieb an die Adsorptionskältemaschine übertragen wird, verflüssigt und gekühlt und anschließend von einer Pumpe zurück zum Dampferzeuger gefördert. Die Leistung der ORC-Anlage wird, abhängig vom Wärme- bzw. Kältebedarf, über die Brennerleistung eingestellt. Die Überhitzungstemperatur des Arbeitsmediums und der optimale Dampfdruck werden über den Förderstrom der Pumpe und durch die Drehzahl des Expanders geregelt. Diese kann durch Änderung der Last bei Verwendung eines fremd erregten Generators variiert werden, siehe Abbildung 2.15.



**Abbildung 2.15:** Der Versuchsaufbau der Einzelkomponenten Kältemaschine, Rückkühler, Brenner, Dampferzeuger und Expander, Amovis GmbH; (Maße ca. 2000x500x1500) [71]

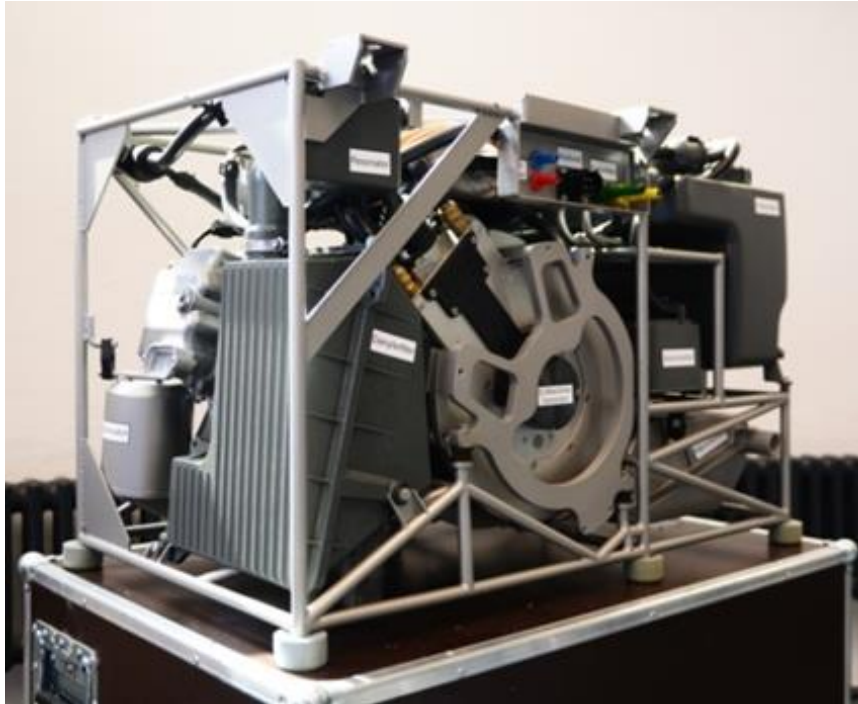
In anderen Forschungsprojekten [24, 79] ist die AdKM mit dem Kühlmittelkreislauf des RE des BMW i3 gekoppelt und entzieht hier die Abwärme für den Kälteprozess. In Abbildung 2.16 ist der Versuchsaufbau dargestellt.



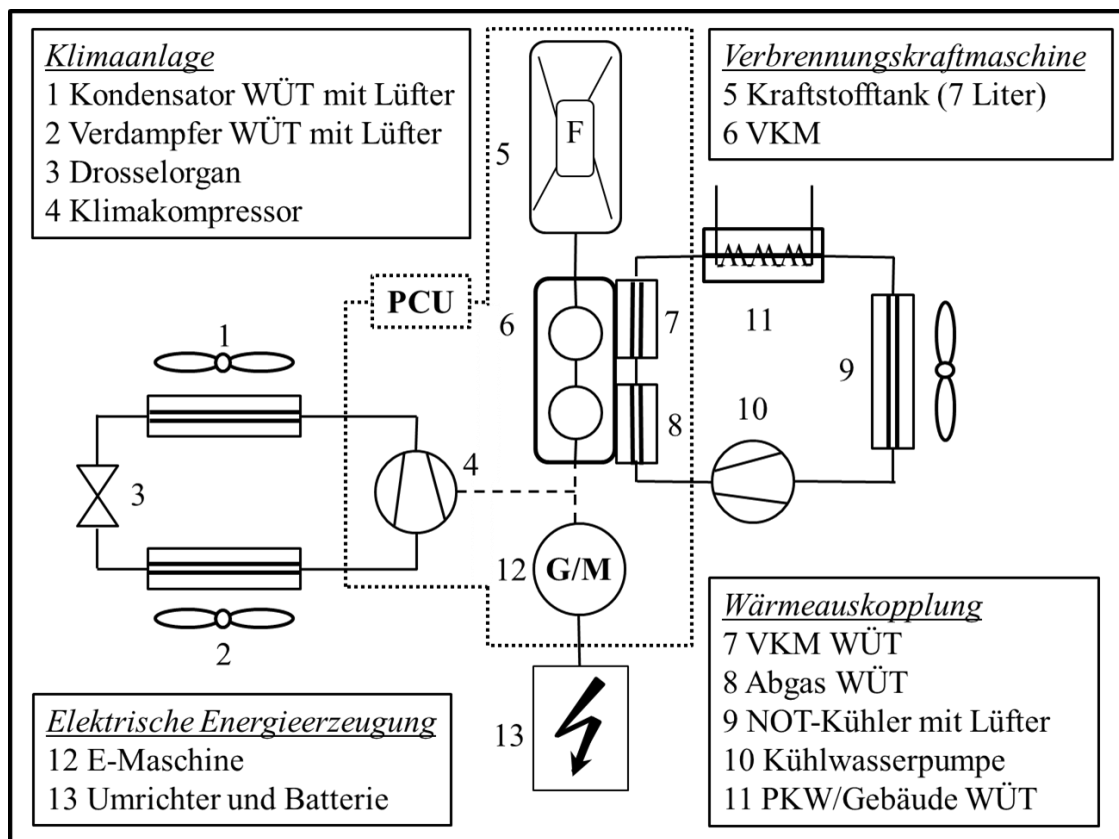
**Abbildung 2.16:** Aufbau der Prüfstandsanlage des Projektes ThoREx; (Maße ca. 1200x700x1500) [79]

### Power Conditioning Unit

Die Power Conditioning Unit (PCU) ist ein patentiertes Konzept [33, 49] der Firma IAV GmbH aus Gifhorn. Die PCU soll in BEV als RE zum Einsatz kommen und ist eine Kombination aus einer VKM, einer EM und einem Klimakompressor, welche über ein Elektrokupplungssystem miteinander verbunden werden können. Die Abwärme der VKM kann dabei zum Heizen über Wärmeübertrager (WÜT) ausgekoppelt werden. Die EM dient sowohl als Antrieb, kann aber auch als Generator genutzt werden. Der Klimakompressor mit einem separaten Klimakreislauf dient zur Generierung von Kälte. Über das Kupplungssystem können die Komponenten für die jeweilige Aufgabe miteinander gekoppelt werden. Über die Einsparung an elektrischer Energie für das Heizen und Kühlen des Fahrgastraumes und der Traktionsbatterie mit der Möglichkeit diese im Betrieb zu Laden, wird die Reichweite des BEV erweitert. Das in Abbildung 2.17 dargestellte und von [8] aufgebaute Messemodell besteht hierbei lediglich aus exemplarischen, aber funktionslosen Baugruppen. In der nachfolgenden Abbildung 2.18 sind die Komponenten der PCU im Detail dargestellt. Die PCU teilt sich in vier Bereiche auf: Klimaanlage 1 – 4; Verbrennungskraftmaschine 5 + 6; Wärmeauskopplung 7 – 11 und elektrische Energieerzeugung 12 + 13. Die Komponenten der Klimaanlage befinden sich, bis auf den Klimakompressor, nicht im PCU-System. Die Wärmeauskopplung ist ebenfalls extern angeordnet. Die Pumpe kann auch in der VKM integriert sein, dieses lässt jedoch dann keine drehzahlunabhängige VKM- Steuerung zu. Dieses System ist ein mBHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung.

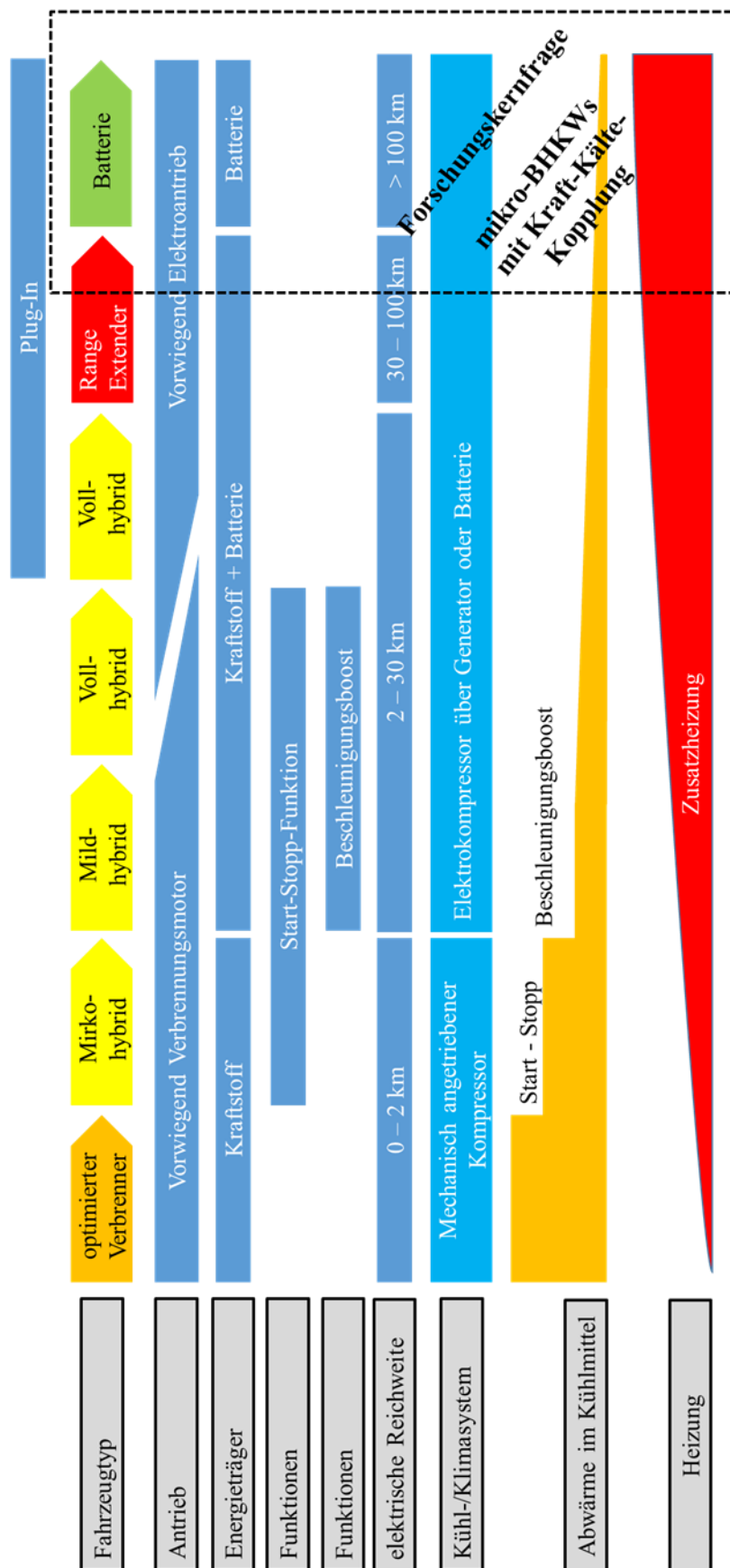


**Abbildung 2.17:** Foto des Messemodells der Power Conditioning Unit; (Maße ca. 600x300x450) [34]



**Abbildung 2.18:** Darstellung der Komponenten der Power Conditioning Unit aufgeteilt in Klimaanlage, Verbrennungskraftmaschine, elektrische Energieerzeugung und Wärmeauskopplung mittels Wärmeübertrager





**Abbildung 2.19:** Die Darstellung zeigt von links nach rechts den Pfad der Elektrifizierung und die Herausforderungen an Innenraumkühlung und -heizung mit der Einordnung des mBHKW mit KKK in Anlehnung an [81] mit dem Bereich der Forschungskernfrage

## 2.6 Fazit

Zusammenfassend zeigt der Stand der Technik den Zusammenhang zwischen RE und Hybridfahrzeugen, hierbei werden die Unterschiede der Wirkungsgrade, Betriebsweisen – und Strategien von REs, BHKW, PCU und dem mBHKW aufgezeigt.

Abbildung 2.19 zeigt die Forschungslücke auf und gibt eine Übersicht über die eingesetzten Zusatzkomponenten in einem BEV. In dieser Darstellung lässt sich das mBHKW+KKK als Plug-in System zwischen RE und Batterie einordnen. Das thermisch- oder elektrisch geführte BHKW findet sich dabei in der Abwandlung in dem RE wieder.

Es gibt eine Vielzahl von technischen Lösungen zur Nutzung von anfallender Abwärme. Der Einsatz dieser Technologien steht im Spannungsfeld zwischen der Reduzierung von Baugröße und Gewicht bei gleichzeitiger Steigerung des Gesamtwirkungsgrads. In den vorgestellten Studien sind die Nutzungspotentiale theoretisch bewertet aber noch nicht in der Praxis erprobt worden.

Beim wärmegeführten Einsatz einer Kraftwärme/-kältekopplung-Kältekopplung zur Klimatisierung von BEV soll nicht nur das Fahrzeug mit Strom versorgt werden, sondern auch weitere Bedarfe abgedeckt werden. Dieses theoretische Anlagenkonzept wird in dieser Arbeit praktisch untersucht und bewertet.

Der Einsatz einer Wärmepumpe zur Temperierung des Fahrzeuginnenraums wird als Zusatzoption bei verschiedenen Fahrzeugherstellern gegen Aufpreis bereits mit angeboten. Der Nachteil des höheren Preises schlägt sich positiv in der gewonnenen zusätzlichen Reichweite nieder, da im eingesetzten Kälte-Kreisprozess ca. das drei- bis vier fache der eingesetzten elektrischen Leistung, im Gegensatz zum üblichen PTC-Heizer, in thermische Leistung umgewandelt wird.

## 2.7 Erwarteter wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit im Bezug zum Stand der Technik

Wenn zukünftig die reine RE-Funktion (Stromerzeugung) durch neue Batterietechnologien an Bedeutung verliert, müssen dennoch die geschilderten thermischen Bedarfe im Fahrzeug gedeckt werden.

In der Gebäudetechnik bezeichnet man Aggregate mit KWK in einer Leistungsklasse von  $5 \text{ kW}_{\text{el}}$  und  $10 \text{ kW}_{\text{th}}$  als mikro BHKW. Anknüpfend an die beschriebene Ausgangssituation und Problemstellung ergibt sich für diese Arbeit das Ziel, Energiebilanzen beim wärmegeführten Einsatz einer Kraftwärme/-kältekopplung-Kältekopplung zum Einsatz im Energie- und Thermomanagement in Elektro- und Hybridfahrzeugen hinsichtlich der Gebrauchstauglichkeit zu untersuchen, sowie anhand von Kennwerten zu vergleichen. Unter Berücksichtigung der zukünftigen Anforderungen und Infrastruktur sollen mögliche RE-Konzepte im Thermo- und Energiemanagement mit Hilfe der Kennfeldsimulation ermittelt werden. Der Einsatz von Kraftstoff in einem BEV sollte immer bei der höchst möglichen Ausnutzung erfolgen. Mit Hilfe der in dieser Arbeit durchgeführten Analysen kann in Zukunft eine Aussage über den erreichbaren örtlichen mittleren Anlagenwirkungsgrad eines mBHKW+KKK getroffen werden. Dabei werden erstmals die Gesamtwirkungsgrade eines mBHKW+KKK in den drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt-, und Mittelklasse quantitativ ermittelt und verglichen. Unter Berücksichtigung der thermischen Anforderungen nach DIN 1946-3 sind für die oben genannten Fahrzeugklassen und bezogen auf die klimatischen Bedingungen an einem beliebigen Standort in Deutschland unterschiedliche Leistungsgrößen für das in dieser Arbeit betrachtete Konzept eines mBHKW+KKK zu erwarten.

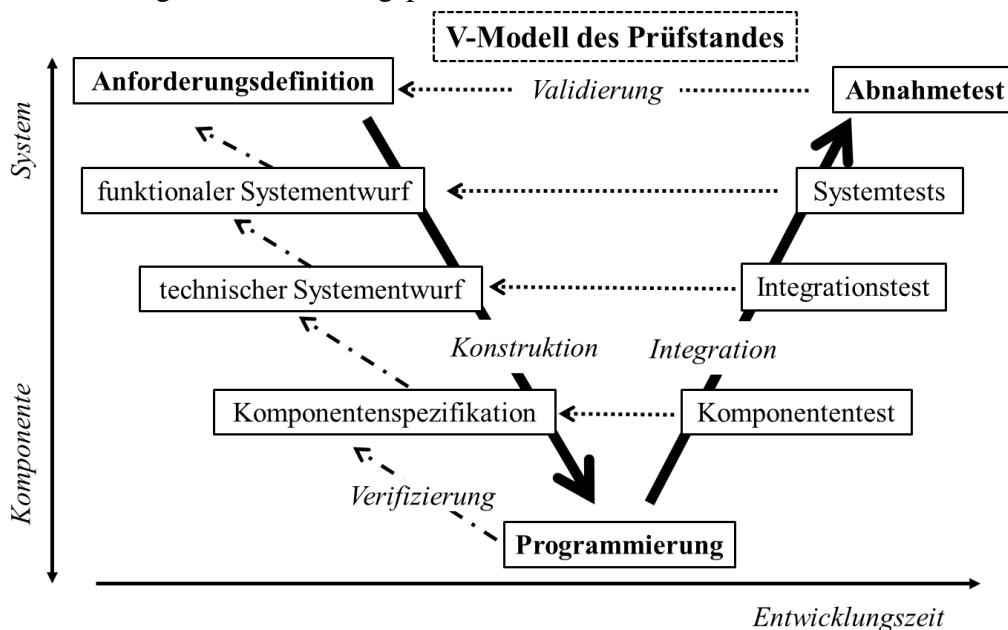
Diese Arbeit hat die Ziele zu untersuchen, welchen Einfluss die Faktoren Außentemperatur und Lüftungsmodus auf den Gesamtwirkungsgrad, den  $\text{CO}_2$ -Ausstoß und die gewonnene zusätzliche Reichweite beim untersuchten mBHKW+KKK in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland in Anwendung in den drei BEV-Fahrzeugklassen haben. Ein alternatives Konzept genannt Prinzip E-Welle gegenüber den untersuchten mBHKW+KKK soll im Vergleich hierzu betrachtet werden. In der theoretischen Betrachtung wird abschließend der Einsatz einer Wärmepumpe anstelle eines mBHKW+KKK bilanziert und die möglichen Reichweitzuwächse, sowie die  $\text{CO}_2$ -Einsparungen in den betrachten Fahrzeugklassen ermittelt.

### 3 Kennfelderermittlung für die Simulation

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise und Methodik, die zur Kennfelderermittlung für die Simulation genutzt wird, erläutert. Im Weiteren folgt die Vorstellung des experimentellen Versuchsaufbaus, die benötigten Kenngrößen und Bilanzgleichung der Komponenten Verbrennungskraftmaschine, Elektromaschine und des Klimakreislaufs, mit den gewählten Randbedingungen für die entsprechenden System-Bilanzierungen. Die Einzelmerkmale werden zunächst erläutert, der Einfluss der teilweisen Ausnutzung von Anlagenkomponenten und den daraus resultierenden Einfluss auf die Energiebilanz. Des Weiteren werden Wechselwirkungen der Komponenten untereinander untersucht und erläutert. Der praktische Teil der Arbeit widmet sich der experimentellen Erfassung und Auswertung von Messdaten zur Quantifizierung der Teilkomponenten des Gesamtsystems mBHKW+KKK. Dabei werden vorhandene Ansätze etablierter Energiebilanzverfahren eingesetzt, um die Bilanzierung der je nach Betriebsmodus genutzten Anlagenteile, im Versuchsaufbau für drei simulierte Fahrzeugklassen (Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse) zu untersuchen.

#### 3.1 Vorgehensweise und Methodik

Das etablierte Prozessmodell „V-Modell XT“ von [32] dient als Grundlage und Struktur zur Durchführung des Entwicklungsprozesses des Versuchsaufbaus und der Simulation.



**Abbildung 3.1:** Methodisches Vorgehen bei der Erstellung des Prozessmodelles basierend auf [32] zur Entwicklung des Versuchsaufbaus und des Simulationsmodells am Institut für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität an der Hochschule Hannover

In einem iterativen Prozess wird das thermische Simulationsmodell des Fahrgastinnenraums der drei Fahrzeugklassen basierend auf den Messungen am Versuchsaufbau realisiert. Die Abbildung 3.1 zeigt das methodische Vorgehen nach dem V-Modell und gliedert sich in die Bereiche Anforderungsdefinition, Programmierung und Abnahmetest. Das thermische Innenraummodell wird mit

zusätzlichen Untersuchungen an einem BEV Typ E-Golf am Institut für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität der Hochschule Hannover validiert und durch ermittelte Messergebnisse am Versuchsaufbau verifiziert. Wie im Kapitel 2 beschrieben, besteht von dem PCU-Konzept kein funktionsfähiger Prototyp, sondern lediglich eine Bauraumstudie als Anschauungsmodell. Um die Funktionen des mBHKW+KKK als Versuchsaufbau zu realisieren, sind für den Aufbau des Gesamtsystems vorerst nur Teilkomponenten für Voruntersuchungen erforderlich.

### Auswahl der VKM

Für dieses neuartige mBHKW+KKK existieren keine Auslegungsgrundlagen oder Beschreibungen. Nach Tabelle 2.1 erzielt das Otto Viertakt-System die höchste Wertigkeit und stellt das zurzeit effektivste Antriebssystem dar. Aus diesem Grund müssen für den Versuchsaufbau in Anlehnung an das PCU-Konzept vergleichbare Motorentypen, -Arten und -Baugrößen untersucht werden. In der Tabelle 3.1 sind Motorenhersteller und technischen Daten in der 300 ccm-Klasse aufgelistet, die im Motorroller Anwendung finden. In dieser Arbeit wird ein HONDA SH300i als wassergekühlte Typenvariante für die VKM des Versuchsaufbaus ausgewählt.

**Tabelle 3.1:** Übersicht einiger Motorenhersteller und -typen

Motoren	Motortyp	Nennleistung [kW]	Nenn-drehzahl [U/min]	Nenn-moment [Nm]	Hub-Raum [ccm]
Peugeot Satelis 2 300 Premium	1Zyl, 4T	16,1	7250	21,07	278
Kymco Downtown 300i	1Zyl, 4T	21,7	8000	24,4	299
Aprilia SR MAX 300i.e.	1Zyl, 4T, 4V	16,1	7250	23	278
Kymco Grand Drink 300i	1Zyl, 4T	16	7500	20,37	270
<b>Honda SH 300i</b>	<b>1Zyl, 4T</b>	<b>20</b>	<b>8000</b>	<b>26,5</b>	<b>279</b>
Piaggio x-10 executiv 350i.e.	1Zyl, 4T	24,5	8250	32,3	330
SYM CityCom 300i	1Zyl, 4T	16,9	7500	23,9	263,7
SYM GTS 300 #i	1Zyl, 4T	21,3	8000	27,4	283,3
Yamaha X-MAX 250	1Zyl, 4T	15	7500	21	249,7

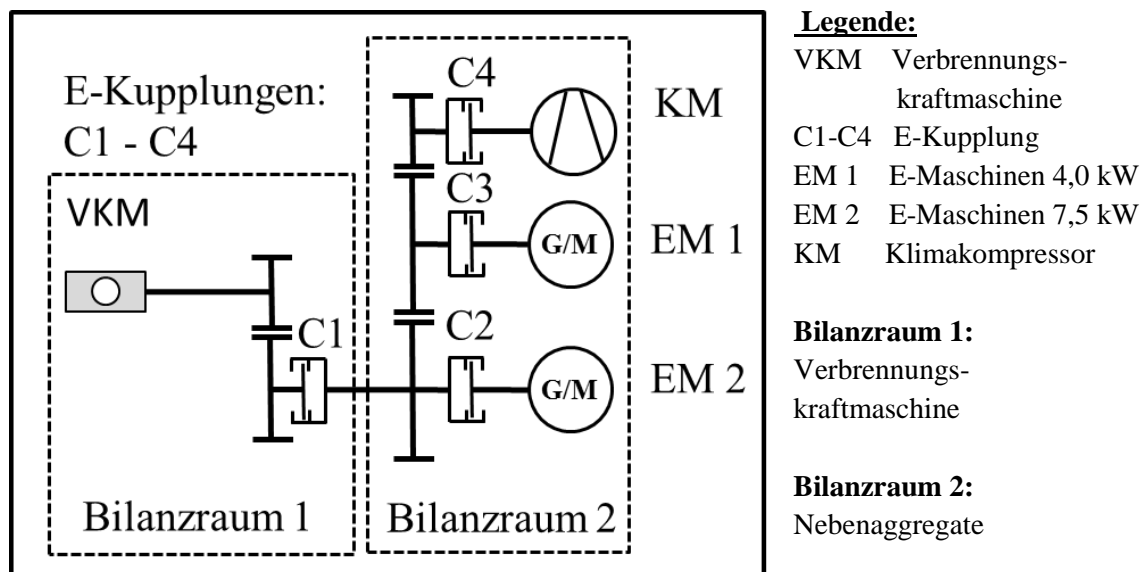
Das Motorkennfeld des HONDA SH 300i wird am Motorenprüfstand im Kolbenmaschinenlabor der Hochschule Hannover im Rahmen einer Bachelorarbeit [Sar14] messtechnisch ermittelt. Die ermittelten Verbrauchs-, Drehzahl- und Drehmomentkennfelder dienen als Auslegungsgrundlage für die angegliederten Aggregate. Um die mechanisch an die VKM angeschlossenen Nebenaggregate KM und EM mit den, aus Herstellerdatenblättern ermittelten Bestpunkten betreiben zu können, ist eine Anpassung der nötigen Übersetzungsverhältnisse erforderlich. Die zwei EM haben im Versuchsaufbau mehrere Funktionen. Zum einen dienen sie als GEN bzw. als Brems- und Belastungsmaschine für die VKM und zum anderen als Antriebsmaschine für den alleinigen Betrieb der KM. Es besteht im Versuchsaufbau die Möglichkeit, in den EM Leistungsklassen zwischen 4,0 und 7,5 kW zu wählen.

### 3.2 Versuchsaufbau

In diesem Abschnitt werden die für die Versuchsanordnung und Simulation benötigten Grundlagen erläutert. Es werden die Betriebskenngrößen der einzelnen Komponenten vorgestellt. Die klassischen Grundlagen für die Ermittlung der Kennfelder der VKM werden von [1, 4, 5, 46, 55, 56, 57, 63] übernommen und angewendet.

#### Mikro BHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung

Das mBHKW+KKK ist eine Weiterentwicklung des IAV- und PARAGON-Konzeptes und ist als Versuchsaufbau für wissenschaftliche Untersuchungen im Rahmen der hier beschriebenen Arbeit aufgebaut und realisiert worden. Für die genaue Analyse der Einzelkomponenten und um deren technologische Abhängigkeiten zu ermitteln, ist beim Entwurf des Versuchsaufbaus darauf geachtet worden, die VKM sowie die anderen Komponenten thermisch getrennt voneinander betrachten zu können. Es wird bedacht, dass die EM nicht zusammen mit der VKM in einem Bilanzkreis liegen, um so Verfälschungen der VKM-Bilanzen zu vermeiden. Der Bilanzkreis des Klimakreislaufs wird aus den gleichen Gründen separat untersucht.

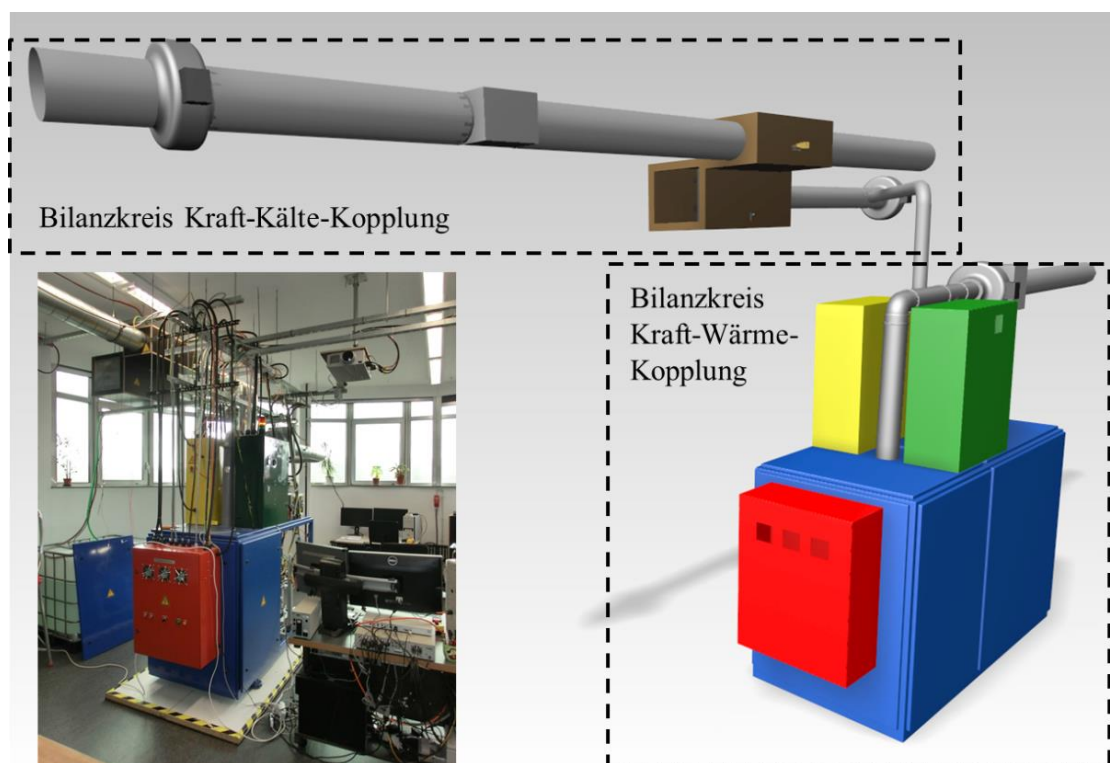


**Abbildung 3.2:** Der abgebildete Versuchszustand ist in zwei thermische Bilanzräume aufgeteilt. Bilanzraum 1 ist für die Verbrennungskraftmaschine und Bilanzraum 2 für die mechanisch ankoppelbaren Komponenten eingerichtet. Die Verbrennungskraftmaschine treibt den Klimakompressor oder die E-Maschinen elektrisch gekoppelt an. Die zwei E-Maschinen treiben den Klimakompressor oder bremsen die Verbrennungskraftmaschine mittels Gegenmoment.

In Abbildung 3.2 sind zwei Bilanzbereiche als ein Teil des Versuchszustandes der Kraft-Wärme-Kopplung dargestellt. Bilanzraum 1 beinhaltet die VKM, welche die KM und EM beinhaltet und thermisch von Bilanzraum 2 getrennt ist. Im Versuchszustand sind zwei EM in den Leistungsklassen 4 kW (EM 1) und 7,5 kW (EM 2) verbaut. Über Zahnriemenscheiben werden die Drehzahlverhältnisse der E-Maschinen mit Hilfe des, im Kolbenmaschinenlabor ermittelten Verbrauchskennfeld der VKM, vorangepasst. Über die Magnetkupplungen C1 bis C4 können die Komponenten elektromechanisch miteinander verbunden werden. Die EM können sowohl motorisch, als auch

generatorisch betrieben werden. Die EM sind Drehstrom Asynchron Maschinen (DAM). Diese werden mittels Frequenzumrichtern betrieben. Die generatorisch erzeugte elektrische Energie wird mit Hilfe von aktiv gekühlten Brems-Choppern in Wärme umgewandelt. Die Bilanzierung erfolgt zum einem über die erzeugte Wärme und zum anderen durch die messtechnische Bilanzierung der elektrischen Ströme und Spannungen an den Brems-Choppern.

Als VKM wird, ein Einzylinder Honda-Rollermotor mit 300 ccm eingebaut. Als KM dient ein Taumelscheibenverdichter SD7B10 der Firma SANDEN, der mit einem Kältekreislauf und dem Kältemittel R134a, betrieben wird. Um die Fahrzeuginnenraumtemperaturen, bedingt durch die BEV-Umgebungsbedingungen simulieren zu können, ist ein System aus einem elektrisch regelbaren Luft- und Luftwärmesystem installiert. Damit lässt sich der Einfluss unterschiedlicher Fahrgastinnenraumtemperaturen und Luftgeschwindigkeiten bei Betrieb der KM im Versuchsaufbau untersuchen und simulieren. Auch diese Komponenten sind in drei Bilanzräume aufgeteilt und thermisch getrennt (vgl. Anhang I, Abbildung 7.1 und 7.2). In Abbildung 3.3 ist in der grafischen Darstellung und auf dem Foto das Maschinengehäuse mit den farbigen Schaltschränken für die Messtechnik, Energieverteilung, Steuerung und Regelung, der darüber liegende Klimaanlageaufbau mit der Luftführung zuerkennen. Die Größe und Komplexität des Versuchsaufbaus ist der Separierung der Einzelkomponenten des mBHKW mit KKK und der einzelnen Bilanzkreise geschuldet und dient der Ermittlung der thermischen Verluste. Das Gesamtsystem ist zusätzlich modular aufgebaut um zukünftig auch andere Fragestellungen untersuchen zu können.



**Abbildung 3.3:** Übersicht der Bilanzräume des mikro Blockheizkraftwerkes mit Kraft-Kälte-Kopplung im Labor der HS Hannover

### Betriebsstrategien des mBHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung

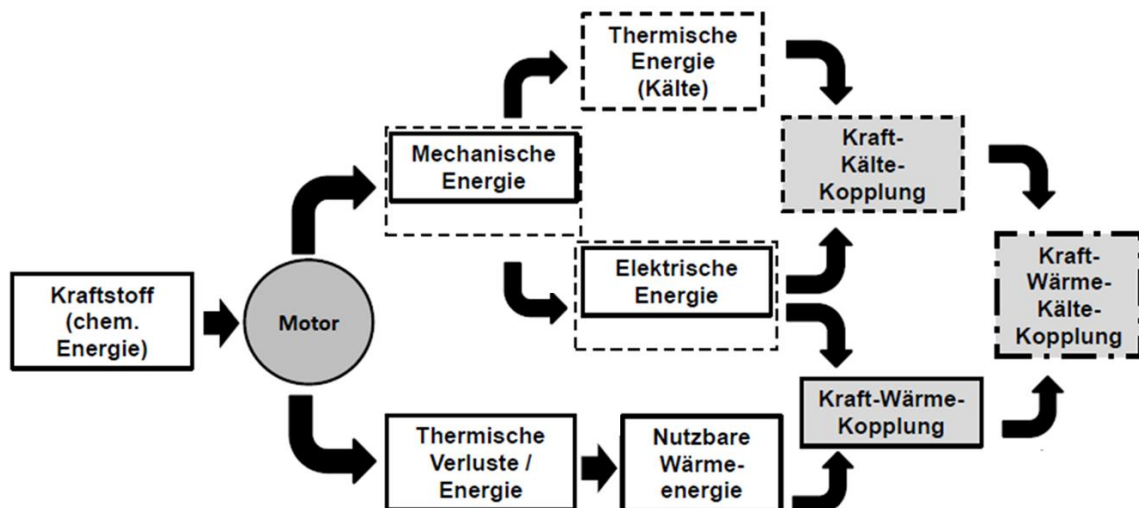
Die Betriebsstrategien bilden die Funktionen des mBHKW+KKK ab. Jeder Modus hat einen eigenen Analgenwirkungsgrad, der sich aus den genutzten und nicht genutzten mBHKW+KKK Anlagenteilen zusammensetzt. Die Betriebsstrategien dienen für die Kennfeldermittlung und Simulation im experimentellen Aufbau.

- **Modus 1 (Heizen):** Aus chemischer Energie wird mit Hilfe der VKM thermische Energie erzeugt, die zum Heizen des Bilanzkreis „Fahrgastinnenraum“ genutzt wird. In diesem Modus wird die mechanische Energie nicht eingesetzt.
- **Modus 2 (Laden):** Aus chemischer Energie wird mit Hilfe der VKM mechanische Energie erzeugt, die mit einer EM im Generatorbetrieb in elektrische Energie gewandelt und zum Laden der Traktionsbatterie genutzt werden kann. In diesem Modus wird die thermische Energie nicht zum Heizen genutzt.
- **Modus 3 (Heizen und Laden):** Dieser Betriebsmodus ist die Kombination der Modi 1 und 2. Aus chemischer Energie wird mit Hilfe der VKM mechanische Energie erzeugt. Die mechanische Energie wird mit einer EM im Generatorbetrieb in elektrische Energie gewandelt und zum Laden der Traktionsbatterie genutzt. Die thermische Energie wird zum Heizen des „Fahrgastinnenraumes“ (entspricht KWK Bilanzkreis) genutzt.
- **Modus 4 (Heizen und Kühlen):** Aus chemischer Energie wird mit Hilfe der VKM thermische Energie zu Heizen erzeugt. Die mechanische Energie wird zum Antrieb eines KM genutzt. Der KM wandelt mechanische Energie mit einem Taumelscheibenverdichter in Kälte zum Kühlen um.
- **Modus 5 (Kühlen):** Die EM wird mit Energie aus der Traktionsbatterie angetrieben und treibt im Motorbetrieb die KM an, die mechanische Energie in Kälte wandelt. Dieser Modus wird im weiteren Verlauf der Arbeit für das Prinzip E-Welle genutzt.
- **Modus 6 (Laden und Kühlen):** Aus chemischer Energie wird mit Hilfe der VKM mechanische Energie erzeugt, die mit einer EM im Generatorbetrieb in elektrische Energie gewandelt wird und zum Laden der Traktionsbatterie genutzt werden kann. Zudem treibt der EM im Generatorbetrieb einen KM an und wandelt dabei mechanische Energie in Kälte. In diesem Modus wird die anfallende thermische Energie nicht zum Heizen genutzt. Dieser Modus wird im weiteren Verlauf der Arbeit für das Prinzip E-Welle genutzt.



- **Modus 7 (Laden, Heizen und Kühlen):** Dieser Modus kann im experimentellen Aufbau in zwei Varianten umgesetzt werden:
  - Bei **Variante 1** wandelt die VKM chemischer Energie in mechanische Energie um, die auftretenden thermische Energie der Abwärme der VKM wird zum Heizen genutzt, die mechanische Energie treibt eine EM im Generatorbetrieb an, die diese in elektrische Energie wandelt und zum Laden der Traktionsbatterie nutzt. Gleichzeitig treibt die mechanisch erzeugte Energie der VKM die KM an, die wiederum aus der mechanischen Energie mit Hilfe eines Taumelscheibenverdichter diese in Kälte wandelt.
  - Bei **Variante 2** unterscheidet sich in dem Punkt von Variante 1, dass die KM nicht direkt von der VKM mit mechanischer Energie betrieben wird, sondern eine zusätzliche EM die aus der Batterie elektrisch versorgt wird, die diese unabhängig von der VKM-Drehzahl antreibt.

Die in der folgenden Abbildung 3.4 dargestellte Verkettung der Energieflüsse stellt alle Betriebsmodi 1 - 7 dar und zeigt die Möglichkeiten des Systems und deren Wirkungsgradabhängigkeiten auf. Je nach Nutzung der einzelnen Teile der Wirkungsgradkette, in den unterschiedlichen Modi, verändert sich die Summe, die den Anlagenwirkungsgrad bildet.



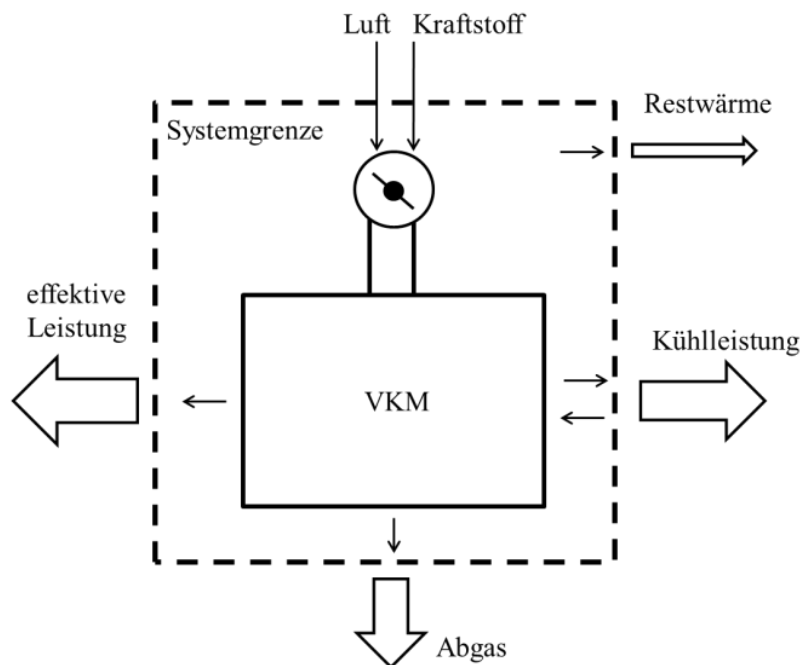
**Abbildung 3.4:** Vereinfachte Wirkungsgradkette des mikro-Blockheizkraftwerkes mit Kraft-Kälte-Kopplung

### 3.3 Energiebilanzen der VKM zur Kennfeldermittlung und Simulation

In diesem Abschnitt wird auf die Ermittlung der Daten für Erstellung und Beurteilung der relevanten Kennfelder für die VKM eingegangen, sowie auf die für die Simulation (vgl. Anhang II, Abbildung 7.3) nötigen Energiebilanzen. Es werden die angenommenen Vereinfachungen und Auswertemethoden vorgestellt. Die Vereinfachung von Systemen führt nicht zwangsläufig zu ungenaueren Ergebnissen in der Simulation. Wird die VKM stationär betrieben, so ist dieser Prozess als stationärer Fließprozess nach [63] zu betrachten, bei dem technische Arbeit nach [1, 4] verrichtet wird. Um eine Energiebilanz nach [55] durchführen zu können, muss eine Systemgrenze definiert werden [5]. Hierbei betrachtet man alle die über diese Grenze fließenden Stoff- und Energieströme.

#### 3.3.1 Bilanzgleichungen der VKM

In der Studie [17] ergibt sich der Wirkungsgrad eines RE-Systems nach Aufteilung der Komponenten als der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{CE}$ . Dieser Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{CE}$  des Energiewandlers setzt sich aus den Wirkungsgraden des chemischen-mechanischen Energiewandlers  $\eta_{CM}$ , des mechanisch-elektrischer Energiewandlers  $\eta_{ME}$  und der eingesetzten Leistungselektronik  $\eta_{EE}$  zusammen:  $\eta_{CE} = \eta_{CM} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{EE}$  (3-1)



**Abbildung 3.5:** Darstellung des Bilanzraumes der Verbrennungskraftmaschine mit den Stoff- und Energieströmen in Anlehnung an [5, 70]

Die Bilanzierung der Stoff- und Energieströme, die die Systemgrenze passieren ergibt:

$$\dot{H}_{Kr} + \dot{H}_{Luft} + \dot{H}_{KWE} = \dot{H}_{KWA} + P_e + \dot{Q}_{Rest} + \dot{H}_{Abgas\ T2} \quad (3-2)$$

Vernachlässigt wird hierbei die Energiedifferenz durch die unterschiedlichen Gasgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt des Motors. Luft und Kraftstoff werden über einen chemischen Prozess zu Abgas gewandelt. Für die VKM ist der Bilanzraum nach [5, 70] in Abbildung 3.5 mit den Stoff- und Energieströmen dargestellt.

Definition des Heizwertes:  $H_u = \frac{\dot{H}_1' - \dot{H}_1''}{\dot{m}_{Kr}} \quad (3-3)$

Die Temperatur  $T_1$  des Verbrannten wird erreicht durch Rückkühlung des Verbrannten auf die Ausgangstemperatur. Die Enthalpieströme sind definiert:

$$\dot{H}_1' = \dot{H}_{Luft} + \dot{H}_{Kr} \text{ und } \dot{H}_1'' = \dot{H}_{Abgas\ T1} \quad (3-4)$$

Damit folgt:

$$\dot{H}_{KWA} - \dot{H}_{KWE} + P_e + \dot{Q}_{Rest} + \dot{H}_{Abgas\ T2} = H_u \cdot \dot{m}_{Kr} + \Delta\dot{H}_{Abgas\ T1} \quad (3-5)$$

oder

$$H_u \dot{m}_{KW} = \Delta\dot{H}_{KW} + P_e + \dot{Q}_{Rest} + \Delta\dot{H}_{Abgas} \quad (3-6)$$

Dabei ist zu beachten, dass  $\Delta\dot{H}_{Abgas}$  die Enthalpiedifferenz zwischen Abgas bei der jeweiligen Abgastemperatur  $T_2$  und der Temperatur  $T_1$  ist. Aus der obigen Gleichung wird die Aufteilung der durch den Kraftstoff beziehungsweise Heizwert zugeführten Energie deutlich. Diese teilt sich in die effektive mechanische Leistung, die Restwärme, die Enthalpiedifferenz des Kühlwassers sowie die des Abgases.

Die Enthalpie des Kühlwassers bestimmt sich mit:

$$\Delta\dot{H}_{KW} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p\ Wasser} \cdot (T_{KWA} - T_{KWE}) \quad (3-7)$$

Die Enthalpiedifferenz des Abgases bestimmt sich mit:

$$\Delta\dot{H}_{Abgas} = \dot{m}_{Abgas} \cdot (c_{p\ Abgas} \Big|_0^{T_2} T_2 - c_{p\ Abgas} \Big|_0^{T_1} T_1) \quad (3-8)$$

Der Abgasmassenstrom ist:

$$\dot{m}_{Abgas} = \dot{m}_L + \dot{m}_{Kr} \quad (3-9)$$

Die Restwärme, die im Wesentlichen die Strahlungswärme, Wärmeleistung und Konvektion umfasst, ist somit berechenbar, da alle anderen Größen aus Messdaten ermittelt werden können:

$$\dot{Q}_{Rest} = H_u \cdot \dot{m}_{Kr} - P_e - \Delta\dot{H}_{KWA} - \Delta\dot{H}_{Abgas} \quad (3-10)$$

### 3.3.2 Motor- und Betriebskenngrößen der VKM

Die Motorkenngrößen werden als wichtiges Hilfsmittel für die Bewertung und Gegenüberstellung von unterschiedlichen Motoren benutzt. Bei den Kenngrößen unterscheidet man zwischen den Motorkenngrößen wie Hub, Bohrung, Hubvolumen, Verdichtungsverhältnis und den Betriebskenngrößen wie Leistung, Drehmoment, Mitteldruck, Liefergrad und Kraftstoffverbrauch. Die im Folgenden vorgestellten Gleichungen finden in dieser Arbeit Anwendung im Simulationsmodell der VKM.

#### Leistung

Leistung lässt sich aus Drehmoment und Drehzahl an einem Betriebspunkt errechnen.

Für die effektive Leistung gilt:

$$P_e = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n \quad (3-11)$$

oder

$$P_e = i \cdot n \cdot p_{me} \cdot V_H \quad (3-12)$$

#### Mitteldruck

Der Mitteldruck ist eine wichtige Kenngröße, um die Leistung des Motors zu beurteilen. Der effektive Mitteldruck kann aus der Leistung, welche in Gleichung (3-11) bereits definiert ist, dem Gesamtvolumen des Motors und der Drehzahl berechnet werden. In diesem Fall ist ein 4-Takt Motor vorhanden, somit wird mit einem  $i = 1/2$  gerechnet. Im Allgemeinen lassen sich durch diesen Wert der Wirkungsgrad, sowie der Ladungswechsel eines Motors unabhängig vom Hubraum beurteilen.

Für den Mitteldruck gilt:

$$p_{me} = \frac{P_e}{i \cdot n \cdot V_H} = \frac{M \cdot \omega}{i \cdot n \cdot V_H} = \frac{M \cdot 2\pi}{V_H \cdot i} \quad (3-13)$$

#### Mechanischer Wirkungsgrad und Reibmitteldruck

Der mechanische Wirkungsgrad ist das Verhältnis aus effektiver und indizierter Leistung. Der Reibmitteldruck und der mechanische Wirkungsgrad können auf drei verschiedene Wege ermittelt werden:

- Graphische Ermittlung aus den Willians-Linien
- Indizieren des Motors
- Schleppversuch

In dieser Arbeit hat die graphische Ermittlung aus den Willians-Linien Anwendung gefunden. Der Kraftstoffverbrauch des Motors wird für verschiedene Drehzahlen über dem effektiven Mitteldruck als Ordinate aufgetragen. Durch lineare Extrapolation der Werte bis zu einem Kraftstoffverbrauch Null werden die Schnittpunkte mit der negativen  $p_{me}$ -Achse ermittelt. Somit können diese näherungsweise als Reibmitteldrücke bei den jeweiligen Drehzahlen angesehen werden. Für den mechanischen Wirkungsgrad gilt:

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{me} + p_{mr}} \quad (3-14)$$

## Liefergrad

Der Liefergrad beim Ottomotor beschreibt das Verhältnis der tatsächlich angesaugten Frischluftmasse zur theoretisch möglichen Luftmasse, die über das maximale Zylindervolumen definiert ist. Somit ergibt sich, dass der Liefergrad bei einem Saugmotor maximal 1 betragen kann.

Bei einem aufgeladenen Motor wird die Luftmasse unter einem höheren Druck in den Zylinder gegeben, weshalb in diesem Fall der Liefergrad  $> 1$  ist. Für den Liefergrad gilt:

$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_{Kr}}{\dot{m}_{th}} \quad (3-15)$$

Für die Luftmasse gilt:

$$\dot{m} = V_H \cdot 0,5 \cdot 4 \cdot \rho_L \cdot n \quad (3-16)$$

Für das Motorvolumen gilt:

$$V_H = \frac{d^2}{4} \cdot \pi \cdot s \cdot z \quad (3-17)$$

## Luftverhältnis

Das Luftverhältnis wird als Funktion der Drehzahl  $n$  ermittelt. Es ist ein Verhältnis, welches das Mischverhältnis der Luft zur Kraftstoffmenge angibt.

Für die Luftmasse gilt:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{L_{min} \cdot \dot{m}_{Kr}} \quad (3-18)$$

Für minimale Luftmenge gilt:

$$L_{min} = 14,7 \left[ \frac{kg \text{ Luft}}{kg \text{ Brennstoff}} \right] \quad (3-19)$$

## Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der spezifische Kraftstoffverbrauch gibt an, welche Kraftstoffmasse für eine Kilowattstunde Leistung benötigt wird. Für den spezifischen Kraftstoffverbrauch gilt:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} \quad (3-20)$$

## Kraftstoffmassenstrom

Dieser Wert wird für die Ermittlung der Willians-Linien benötigt. Hierbei handelt es sich um den Kraftstoffverbrauch über die Zeit. Für den Kraftmassenstrom gilt:

$$\dot{m}_B = \frac{\Delta m_{Kr}}{\Delta t} \quad (3-21)$$

Als Berechnungsgrundlage für die Bilanzen und Simulationen dienen die in Tabelle 3.2 aufgeführten Werte. In der Literatur und bei den Herstellern variieren diese Angaben.

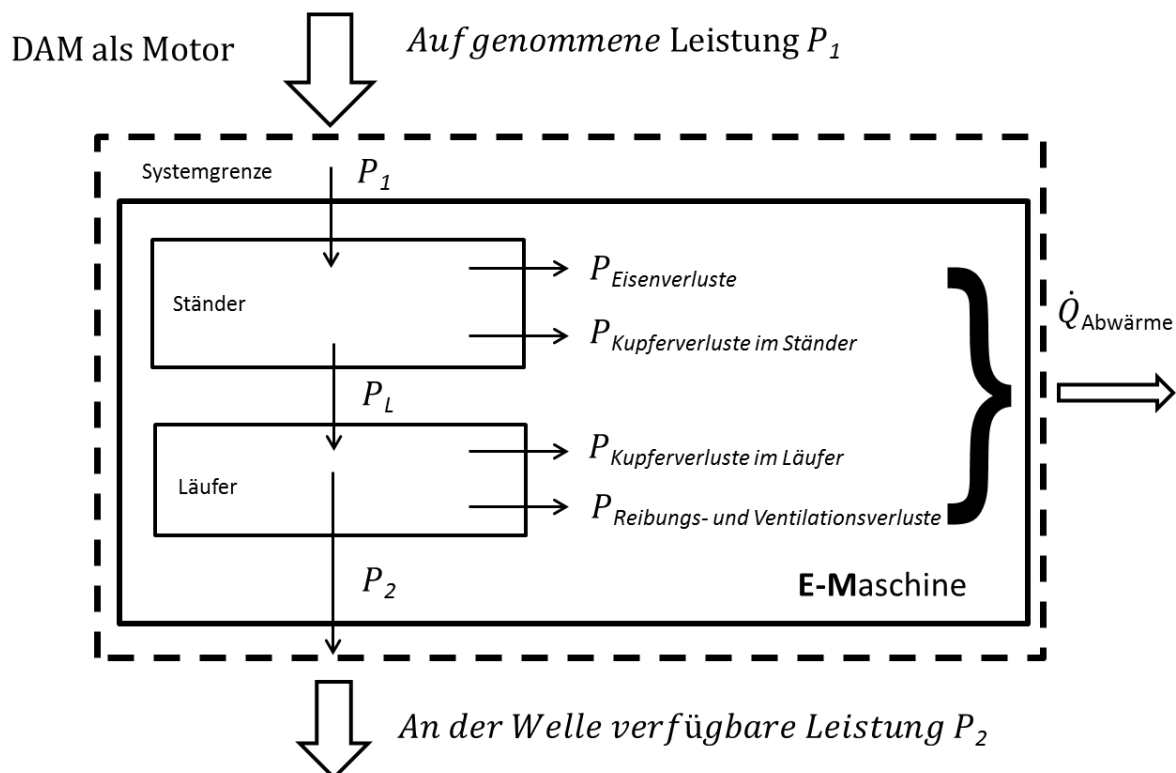
**Tabelle 3.2:** Dichte, Mindestluftbedarf, unterer Heizwert und Gemisch-Heizwert gebräuchlicher Kraftstoffe

	<b>Benzin (Super)</b>	<b>Diesel</b>	<b>Metha- nol</b>	<b>Etha- nol</b>	<b>Autogas LPG (Butan/ Propan)</b>	<b>CNG (Erdgas, primär Methan)</b>	<b>Wasser- stoff</b>
Dichte					540 (fl.)	424 (fl.)	71 (fl.)
$P_{Kr}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	730-780	815-855	795	789	2,06 (g)	0,72 (g)	0,09 (g)
$C$ [kg Luft/ kg Kraftstoff]	14,7	14,5	6,46	9,0	15,5	17,2	34
$H_u$ [MJ/kg]	41,5	43,0	19,7	26,8	45,84	50,0	120
$H_{uGem}$ [MJ/m <sup>3</sup> ]	3,750	3,865	3,438	3,475	3,725	3,223	2,973

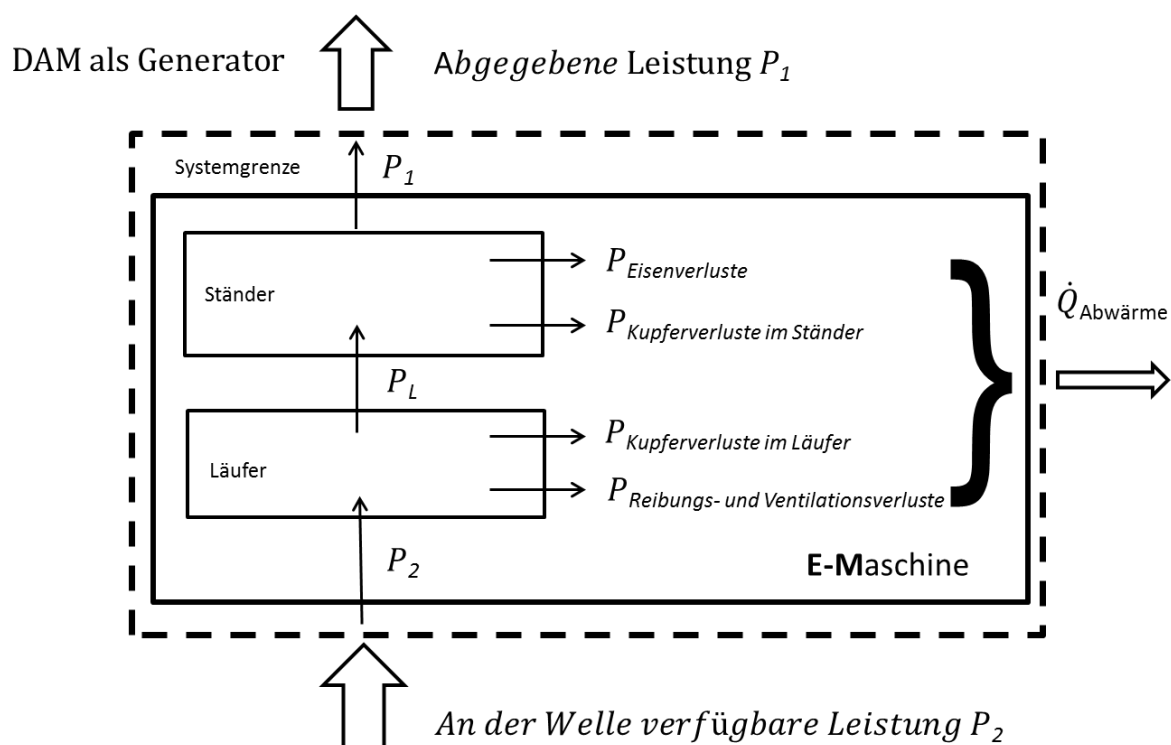
Für die Bilanzen und Simulationen wird für den genutzten Kraftstoff Benzin die Dichte  $P_{Kr} = 760 \text{ kg/m}^3$  und ein Heizwert  $H_u = 41,5 \text{ MJ/kg}$  festgelegt.

### 3.3.3 Energiebilanz an der Drehstrom Asynchron Maschine

In diesem Kapitel wird kurz auf die Drehstrom Asynchron Maschine (DAM) eingegangen, denn obgleich diese nicht Kern der wissenschaftlichen Untersuchung ist, muss Ihr durchschnittlicher Wirkungsgrad von  $\eta_{DAM} = 89 \%$ , laut Typenschild, für die Gesamtbilanzierung berücksichtigt werden. Im Versuchsaufbau dienen die zwei E-Maschinen als Antriebs- oder Belastungsmaschine für die VKM und den Klimakompressor. Auch entsprechen die Baugröße, das Gewicht und der Wirkungsgrad nicht dem Stand der Technik. Die Energiebilanzierung an den eingesetzten DAM erfolgt durch Frequenzumrichter, sowie durch Strom- und Spannungsmessung in den Hauptleitungen. Über Temperaturanlegefühler können die Oberflächentemperaturen und so die thermischen Verluste der Maschinen ermittelt werden. Die Energiebilanz wird durch die Ermittlung der Zu- und Ablufttemperaturen des E-Maschinenraums komplettiert. Die Verluste, die bei dieser E-Maschine entstehen, sind in den Abbildungen 3.6 für den Motorbetrieb und in Abbildung 3.7 für den Generatorbetrieb dargestellt.



**Abbildung 3.6:** Systemgrenze und Bilanzraum für die Drehstrom Asynchron Maschine mit der Darstellung der auftretenden Verluste im Motor-Betrieb



**Abbildung 3.7:** Systemgrenze und Bilanzraum für die Drehstrom Asynchron Maschine mit der Darstellung der auftretenden Verluste im Generator-Betrieb.

### 3.4 Randbedingungen für die Klimasimulation

Für die Simulation der Einzelkomponenten des eingesetzten mBHKW+KKK im BEV werden die Randbedingungen und Parameter aus der Literatur [4, 13, 15, 18, 25, 43, 44, 76] verwendet. Zudem wird ein E-Golf als Reverenz-BEV untersucht und das thermische Aufheizverhalten, sowie Strahlungsverluste ermittelt und in der Klimasimulation verwendet. Da das mBHKW+KKK die Funktion einer Klimaanlage beinhaltet, wird ebenfalls auf den Begriff „Behaglichkeit“ eingegangen, die als thermischer Komfort derzeit im herkömmlichen Kfz Anwendung findet. Um die Behaglichkeit herzustellen und in der Simulation zu berücksichtigen, werden im Folgenden die nötigen Grundlagen dazu dargestellt. Hier wird die Behaglichkeit auf die thermische Wärme- und Kälteanforderung reduziert. Die Umsetzung der Klimaanlage im Laboraufbau wird dargestellt und die Bilanzierung erläutert.

Bei Elektrofahrzeugen stehen die Reichweite und der davon abhängige Komfort in der Kritik, da das Kühlen und Heizen sowohl des Fahrgastinnenraums als auch der Batterie, diese stark reduziert. Eine (Vor-) Konditionierung der Batterie auf die optimale Betriebstemperatur verbessert nach [14] die Reichweite und Zyklendauer. Die von [33] entwickelte PCU grenzt sich von üblichen RE-Konzepten dadurch ab, dass die Hauptaufgabe der Einheit nicht auf der Erzeugung von Ladestrom für die Traktions-Hochvolt-Batterie, sondern auf der Bereitstellung von Wärme- und Kälteströmen für die Konditionierung der Batterie und den Fahrgastraum liegt. Um den Komfort in einem BEV zu verbessern, ist der Einsatz einer Fahrzeugklimaanlage nötig. Mit dieser kann die Luft entfeuchtet, erwärmt oder gekühlt werden.

#### Einfluss der Behaglichkeit

Das menschliche Temperaturempfinden hängt im Wesentlichen vom thermischen Gleichgewicht (Wärmebilanz) des Körpers ab. Dieses Gleichgewicht wird durch körperliche Aktivität und Bekleidung sowie durch die Parameter des Umgebungsklimas nach [76] beeinflusst. Der Begriff „Behaglichkeit“ wird im Allgemeinen als Synonym für das subjektive Wohlbefinden verwendet. Aus wissenschaftlicher Sicht existiert dafür eine Vielzahl von Einflussfaktoren. Die thermische Behaglichkeit definiert sich nach [13] und beinhaltet die Parameter des Umgebungsklimas, die Lufttemperatur, die mittlere Strahlungstemperatur, die Luftgeschwindigkeit und die Luftfeuchte. Eine Klimaanlage kann die thermische Behaglichkeit beeinflussen. Zur thermischen Behaglichkeit existiert eine Vielzahl von wissenschaftlichen Arbeiten. Speziell in Fahrzeugen wirken sich die Umschließungsflächentemperaturen (Wandinnenraumtemperaturen) sowie die Luftgeschwindigkeiten sehr stark auf die Behaglichkeit aus. [18] beschreibt, dass neben physikalischen Größen, wie Geräuschentwicklung, Schwingungsbelastung usw. auch physiologische und intermediäre Faktoren einen großen Einfluss auf die Erzielung von Behaglichkeit ausüben können. [76] beschreibt, dass die Behaglichkeit des Menschen im Zusammenhang mit der wärmephysiologisch "richtigen" Temperatur steht. Diese Temperatur ist jedoch keine Normgröße, sondern unterliegt subjektiven Empfindungen. [76] beschreibt weiter, dass beispielsweise bei einer Raumlufthtemperatur von 20 °C etwa 45 % der Männer und 40 % der Frauen thermisches Wohlbefinden empfinden.



Wo hingegen jedoch 15 % der Männer und 20 % der Frauen als zu kühl und jeweils 40 % als zu warm empfinden. Daher scheint die Berechnung einer richtigen Temperatur schwierig und für die Simulation wird ein durchschnittlicher Wert genutzt.

**Tabelle 3.3:** Einteilung des Begriffs der Behaglichkeit nach [18]

<b>physikalische Bedingungen</b>	<b>physiologische Bedingungen</b>	<b>intermediäre Bedingungen</b>
Thermische Behaglichkeit <ul style="list-style-type: none"> <li>• <i>Lufttemperatur</i></li> <li>• <i>Wandtemperatur</i></li> <li>• <i>Luftfeuchte</i></li> </ul>	Alter	Kleidung
Geräusche	Geschlecht	Tätigkeit
Gerüche	Konstitution	Adaption
Schwingungen	Nahrungsaufnahme	Akklimatisierung
elektromagnetische Einflüsse	körperliche Verfassung	Tages-/Jahreszeit
	ethnische Einflüsse	Raumbesetzung
		psychosoziale Faktoren

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass die empfundene Temperatur des Menschen von seiner jeweiligen Wärmeabgabe abhängt. Diese setzt sich aus der Strahlung an die einen umgebenden Raumwände mit der mittleren Temperatur  $\vartheta_W$  und durch Konvektion an die Luft mit der Temperatur  $\vartheta_L$  zusammen. Die empfundene Temperatur entspricht der Gleichung:

$$\vartheta_e = \frac{\alpha_k \cdot \vartheta_L + \alpha_s \cdot \vartheta_W}{\alpha_k + \alpha_s} \quad (3-22)$$

In vielen Fällen sind die beiden Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. [4]) fast gleich groß, so dass die empfundene Temperatur näherungsweise als das arithmetische Mittel der Raum- und Wandtemperatur angesehen werden kann. Der Mensch steht im Strahlungsaustausch mit mehreren Flächen unterschiedlicher Temperatur. So strahlt der Mensch Wärme an die Fenster, an die Raumwände und an den Fußboden ab, die in der Regel unterschiedliche Temperaturen aufweisen. Je niedriger die Temperatur der Fläche ist, desto höher ist der abgestrahlte Wärmestrom.

Als mittlere Wandtemperatur für den Strahlungsaustausch wird die sogenannte Umschließungstemperatur  $\vartheta_U$  angesehen, die sich aus der flächenmäßigen Mittelung der einzelnen Wandtemperaturen entsprechend zusammensetzt:

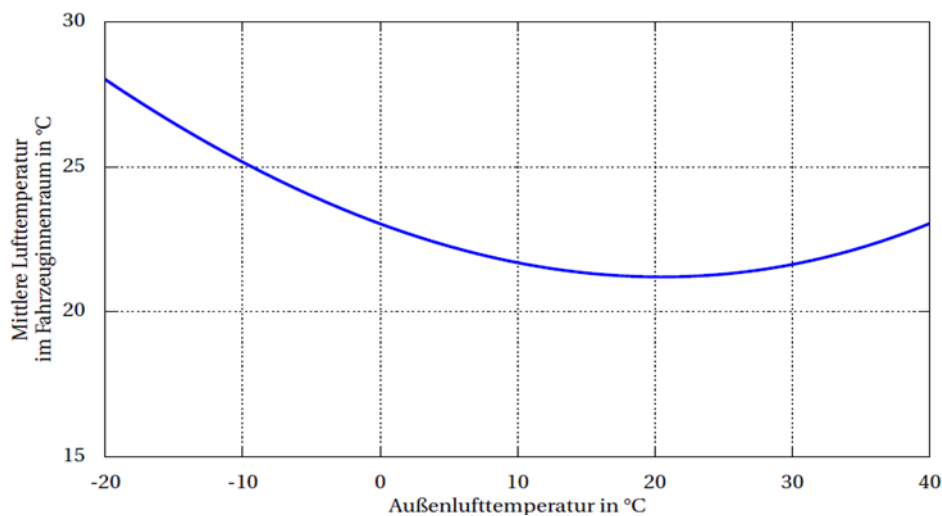
$$\vartheta_U = \frac{A_1 \cdot \vartheta_1 + A_2 \cdot \vartheta_2 + \dots + A_n \cdot \vartheta_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (3-23)$$

Die bei verschiedenen Luft- und Wandtemperaturen noch als behaglich empfundenen Temperaturen werden bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 60 % und bei Raumlufthtemperaturen unterhalb 18 °C als zu trocken und oberhalb 23 °C als zu feucht oder zu schwül empfunden. Je höher die Raumlufthtemperatur ist, desto niedriger liegt der Wert der relativen Luftfeuchtigkeit, der als Schwüle empfunden wird.

**Tabelle 3.4:** Zahlenwerte für die thermische Behaglichkeit nach [18]

Parameter	Symbol	empfohlener Wertebereich
Raumlufttemperatur	$t_i$	ca. (20 ... 22) °C Winter ca. (20 ... 26) °C Sommer
relative Raumluftfeuchte	$\varphi_i$	ca. (35 ... 65) %
Temperatur der Wandinnenflächen	$t_{w,i}$	$ t_i - t_{w,i}  \leq 3 \text{ K}$
Luftgeschwindigkeit	$C_L$ oder $w_L$	$C_L \leq (0,2 \dots 0,25) \text{ m/s}$

Die DIN 1946-3 dient als Grundlage für die Ermittlung der benötigten Heizwärme. Der Bedarf der Heizwärme im Standard PKW wird über die Abwärme der VKM gedeckt. Die Luft, die durch den Fahrgastraum strömt, dient hierbei als Transportmedium für die Wärme- und Stoffübertragung.

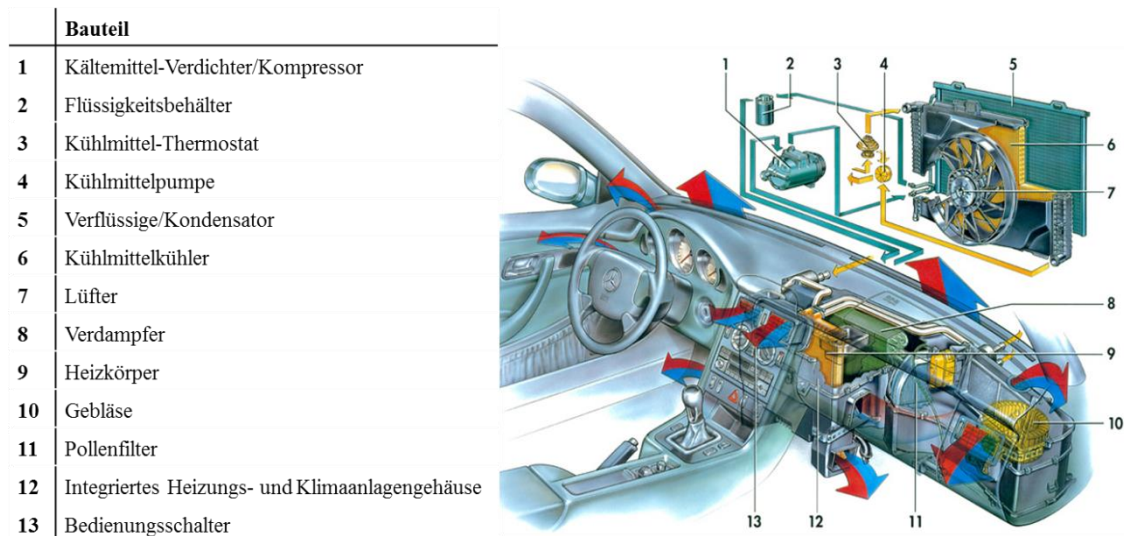
**Abbildung 3.8:** Darstellung aus der DIN 1946-3:2006: Mittlere Lufttemperatur im Fahrzeuginnenraum in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Die DIN 1946-3 definiert die mittlere Innenraumlufttemperatur und bildet die Rahmenbedingungen für die Klimatisierung von Fahrzeugen bei mitteleuropäischen Klimabedingungen. Hohe Anforderungen an die Heiztechnik werden hierbei im Besonderen im Winter gestellt. In der der Literatur ist bei [15] und [25] gemäß DIN 1946-3, die als komfortabel empfundene mittlere Lufttemperatur im Fahrzeuginnenraum in Abhängigkeit zur Außenlufttemperatur in Abbildung 3.8 dargestellt. Im BEV muss noch zusätzliche Energie bereitgestellt werden um zu entfeuchten. Die mittlere Lufttemperatur setzt sich dabei aus der Temperatur in den Luftschichten, die sich zwischen Fuß- und Kopfraum einstellt, zusammen.

Diese mittlere Lufttemperatur soll den Bereich von 2 K bis 12 K nicht überschreiten. Das Temperaturniveau eines Mittelklasse PKWs nach einer Stunde Fahrzeit und einer bei einer Außentemperatur von 30°C mit Sonneneinstrahlung auf den PKW, bedingt den Einsatz von unterschiedlichen Klimazonen und Temperaturverteilungen von Kopf- 23°C, Brust- 24°C und Fußbereich 28°C, bei Nutzung einer Klimaanlage. Im Sommer wird eine maximale Lufttemperatur von 22 °C im Kopfbereich angestrebt. Diese Werte sind ohne Klimaanlage, wie sie normalerweise in BEV in der Kleinstwagenklassen betrieben werden, deutlich höher und liegen im Kopf-, Brust- und Fußbereich bei ca. 42°C, 40°C und 35°C.

### Vereinfachung des BEV-Fahrgastraumes durch das Ein-Zonen Modell

Für die Klimasimulation des Fahrgastinnenraumes und der dazu benötigten thermischen Energien wird zur Vereinfachung von einem ein Zonenmodell ausgegangen. Dieses Ein-Zonenmodell berücksichtigt nur ein Volumen mit einer angenommenen homogenen Temperaturverteilung. Im BEV gibt es viele strömungstechnische Hindernisse, wie die verbauten Komponenten Sitze, Kardantunnel, Armaturenbrett etc., die die Luftführung beeinflussen. Dieses Problem wird durch eine gezielte Luftführung im Fahrzeug gelöst, wie in Abbildung 3.9 dargestellt ist.



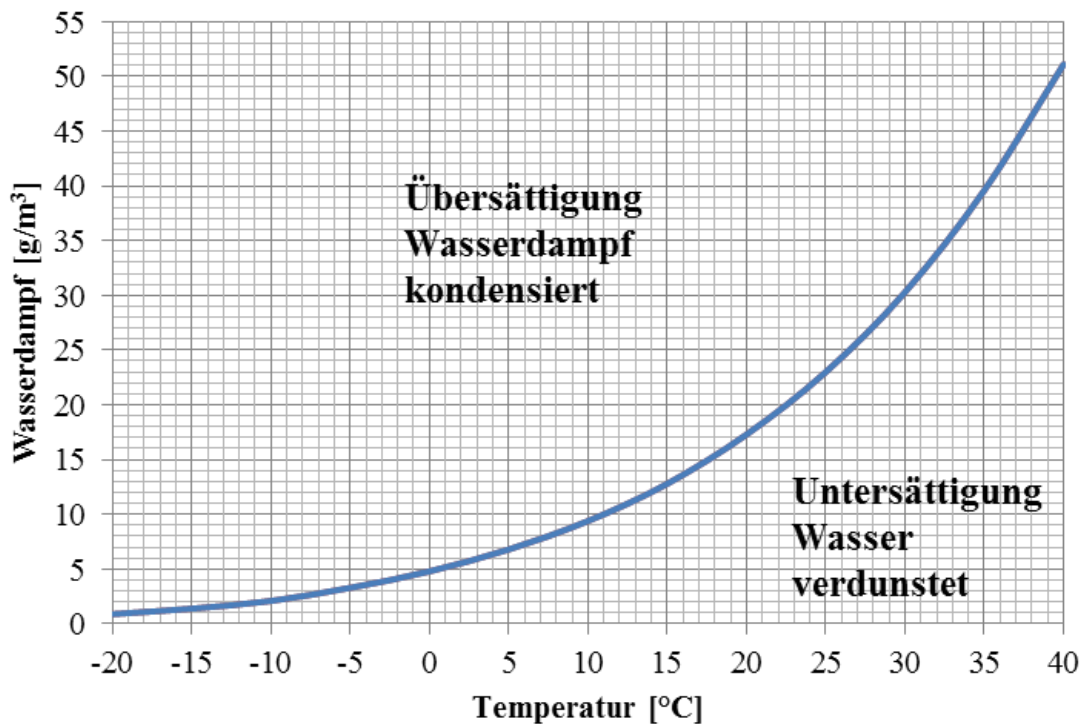
**Abbildung 3.9:** Komponenten des Heizungs-, Klima-, und Lüftungssystem im Standard PKW Darstellung von [51]

Für die vorliegende Arbeit werden die wichtigsten Berechnungsgrundlagen für den Klimakreislauf in zwei Hauptgruppen unterteilt: die Modellierung der feuchten Umgebungsluft und die Berechnung der thermischen Anforderungen an den Klimakreislauf. Die thermophysikalischen Eigenschaften der beteiligten Stoffe (Luft-Wasserdampf-Gemisch und Kältemittel) erfordern jeweils völlig unterschiedliche Berechnungsansätze, diese werden im Folgenden vorgestellt.

### Berechnung des Wasserdampfes im Fahrgastraum

Im Fahrzeuginnenraum wird Wasserdampf von den Fahrgästen in der Menge von 50 bis 100 g/h, z.B. durch feuchte Kleidung und von der Innenausstattung etc. an die Luft des Fahrgastraumes abgegeben [25]. Wird nun die Taupunkttemperatur an den Scheibeninnenflächen unterschritten, beschlagen oder vereisen diese, besonders bei niedrigen Außentemperaturen. Der maximal zulässige Wasserdampfgehalt (vgl. Abbildung 3.10) von 13 g Wasser / kg trockene Luft (auch „Schwülgrenze“ genannt) soll nicht überschritten werden. In Klimaanlage erfolgt die thermische Aufbereitung der atmosphärischen Umgebungsluft, wobei vor allem bei Kühlvorgängen der stets vorhandene Wasserdampfgehalt berücksichtigt werden muss. Die thermodynamische Modellierung erfolgt, indem ein Gemisch der beiden idealen Gase trockene Luft „L“ und Wasserdampf „D“ angenommen wird.

Gemäß des DALTON'SCHEN Gesetzes nimmt in einem Gemisch idealer Gase jede Komponente den gesamten verfügbaren Raum ein. Bei Nutzung einer Fahrzeugklimaanlage kondensiert der Wasserdampf am Verdampfer und wird an die Außenluft abgegeben. Der Wasserdampfgehalt wird maßgeblich vom Außenluftstrom und Außenluftwasserdampfgehalt beeinflusst.



**Abbildung 3.10:** Wasserdampfgehalt in Luft in Abhängigkeit von der Temperatur nach [75]

Im Fahrgastinnenraum lässt sich die Stoffbilanz mit folgender Gleichung berechnen:

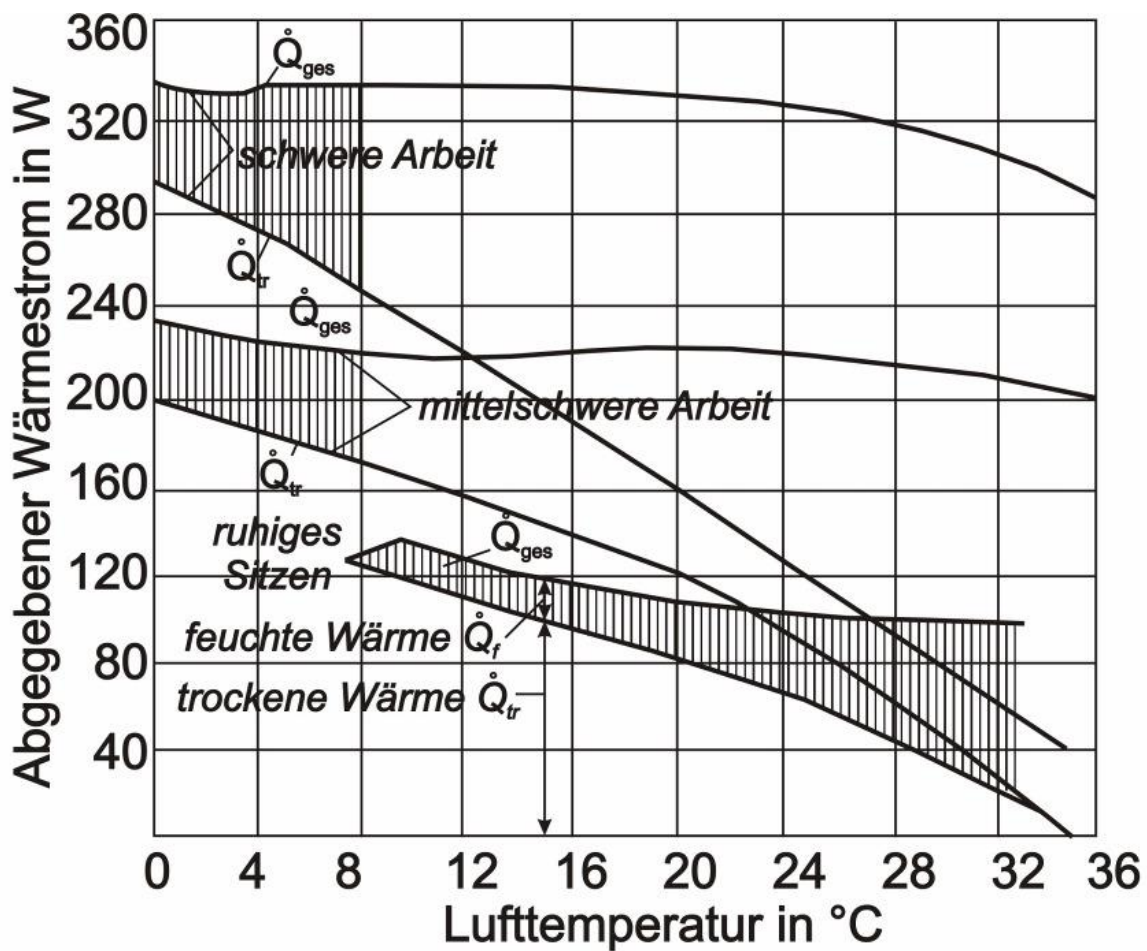
$$x_2 = x_1 + \frac{\dot{m}_{\text{Quelle}} - \dot{m}_{\text{Senke}}}{\dot{m}_{\text{Außenluft}}} \quad (3-24)$$

### Auslegung und Berechnung einer Fahrzeugklimaanlage

Die physikalische Aufgabe einer Klimaanlage in einem Fahrzeuginnenraum ist es, die thermischen und stofflichen Lasten in der Luft zu kompensieren. Sind diese Lasten bekannt, kann die erforderliche Zuluftmenge und -qualität bestimmt werden. Dies ermöglicht die Auslegung der weiteren Komponenten Kältemittelverdichter, Wärmeübertrager, Lüfter etc. Für die Lastberechnung ist nach [18] die Erfassung aller, das Innenraumklima beeinflussenden Wärme- und Stoffströme als Raumklimastörgrößen zu betrachten. Die Unterscheidung erfolgt nach Entstehungs- und Wirkungsort, sowie nach inneren und äußeren Raumklimastörgrößen.

Die Wärmeabgabe der Fahrgäste beträgt nach [76]:  $\dot{Q}_M = n_p \cdot \dot{q}_P \quad (3-25)$

Die Feuchteabgabe der Fahrgäste beträgt:  $\dot{m}_{W,M} = n_p \cdot \dot{m}_{W,P} \quad (3-26)$



**Abbildung 3.11:** Wärmeabgabe eines Menschen (75 kg) bei unterschiedlichen Tätigkeiten nach [76]

In Abbildung 3.11 nach [76] und in Tabelle 3.5 nach [18] decken sich die Angaben zum abgegebenen Wärmestrom. Für die Auslegung einer Fahrzeugklimaanlage sollte immer die maximal zulässige Fahrgastanzahl mitberücksichtigt werden (vgl. Anhang X, Tabelle 7.3). Der abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}$  des menschlichen Körpers lässt sich mathematisch durch den Newtonschen Ansatz beschreiben:

$$\dot{Q}_K = k \cdot A_H (\vartheta_H - \vartheta_U) \quad (3-27)$$

**Tabelle 3.5:** Gesamte Wärmeabgabe  $\dot{q}_p$  (trocken und feucht) und Feuchteabgabe und  $\dot{m}_{W,P}$  des Menschen nach [18]

Lufttemperatur $t_i$	°C	18	22	23	25	26
Wärmeabgabe $\dot{q}_p$	W/Person	120	115	115	115	115
Feuchteabgabe $\dot{m}_{W,P}$	g/(h · Person)	20	40	50	60	65

Wärme- und Feuchteabgabe von Aggregaten, Beleuchtung usw. sind anhand der Daten der betreffenden Einbaukomponenten zu ermitteln. Der Transmissionswärmestrom durch die Fahrzeugaußenwände wird berechnet durch:

$$\dot{Q}_F = k \cdot A_W (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (3-28)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{\delta_j}{\alpha_j}} \quad (3-29)$$

### **Außen- , Umluft- und Mischbetrieb von Fahrzeugklimaanlagen**

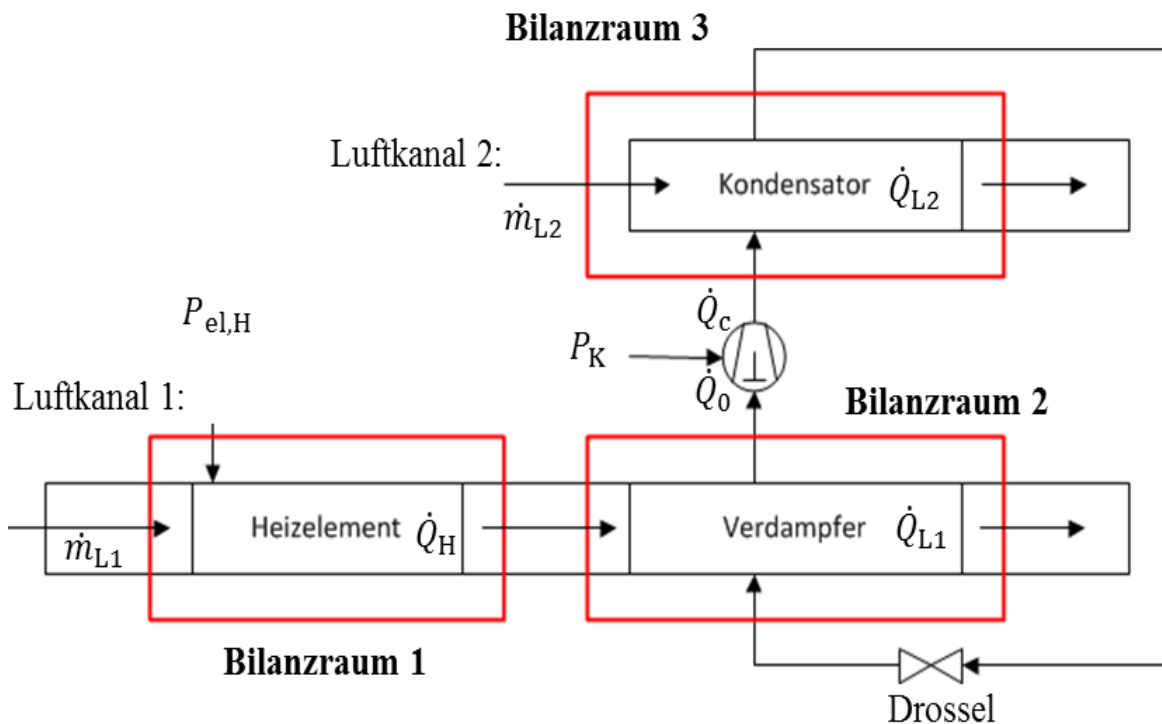
Im Außenluftbetrieb wird die Außenluft angesaugt, thermisch behandelt und in den Innenraum geleitet, dort ersetzt sie vollständig die Innenraumluft. Im Umluftbetrieb wird nur die Verlustwärme durch die thermische externe Einflussnahme ausgeglichen. Ein Luftaustausch findet hierbei nicht statt. Im Mischluftbetrieb wird nur ein Teil der Innenluft durch frische thermisch behandelte Außenluft ersetzt. Der Umluft- und Mischluftbetrieb ist im Vergleich zum Außenluftbetrieb energieärmer, da nicht das komplette Luftvolumen thermisch behandelt werden muss. Im Versuchsaufbau wird der Umluft- und Mischbetrieb durch die Simulation theoretisch betrachtet. Experimentell ist der Außenluftbetrieb messbar.

### 3.5 Energiebilanzen des Kältekreislaufes im Versuchsaufbau

Zur Untersuchung der im Versuchsaufbau genutzten Klimaanlagekomponenten müssen die einzelnen Teilkomponenten bilanziert werden. Hierfür wird der Klimakreislauf, wie bereits erwähnt, in drei separate Bilanzräume eingeteilt. Die Bilanzräume stellen hierbei die Systeme Heizelement, Verdampfer und Kondensator dar.

#### 3.5.1 Bilanzräume des Klimakreislaufs

In Abbildung 3.12 sind die Bilanzräume mit den einzelnen Teilkomponenten des Klimakreislaufs dargestellt. Von diesen Bilanzräumen wird bei der theoretischen Betrachtung angenommen, dass die zugeführten Stoff- und Energieströme gleich den abgeführten Strömen sind.



**Abbildung 3.12:** Übersicht der der Bilanzräume des Prüfstandes im Bereich der zwei Luftkanäle der Klimaanlage

Bilanzraum 1 stellt hierbei das Heizelement zur Belastung der Klimaanlage dar. Im Bilanzraum 1 tritt der Luftmassenstrom  $\dot{m}_{L1}$  ein und es wird die elektrische Leistung  $P_{el,H}$  zugeführt und die Wärmeleistung  $\dot{Q}_H$  tritt aus.

Es wird angenommen, dass die gesamte elektrische Leistung an die Luftströmung abgegeben wird und somit als Wärmeleistung den Bilanzraum verlässt:

$$P_{el,H} = \dot{Q}_H \quad (3-30)$$



Die Wärmeleistung  $\dot{Q}_H$  tritt ohne Verluste in den Bilanzraum 2 als Wärmeleistung  $\dot{Q}_{L1}$  ein und es gilt somit:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{L1} \quad (3-31)$$

Der Wärmestrom des ersten Luftkanals  $\dot{Q}_{L1}$  tritt in den Bilanzraum 2 ein. Von diesem wird angenommen, dass der Wärmestrom vollständig vom Verdampfer aufgenommen wird und in Form der Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  den Raum verlässt:  $\dot{Q}_{L1} = \dot{Q}_0$  (3-32)

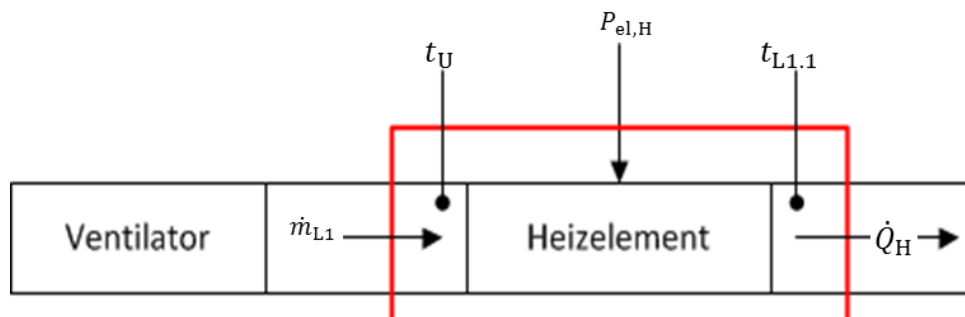
Dem Bilanzraum 3 im Klimakreislauf wird die Kondensatorleistung  $\dot{Q}_c$  zugeführt. Die Kondensatorleistung setzt sich aus der Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  und der vom Verdichter eingebrachten Leistung  $P_K$  zusammen. Des Weiteren tritt der Luftmassenstrom  $\dot{m}_{L2}$  des zweiten Luftkanals in das System ein. Den Bilanzraum verlässt die abgegebene Kondensatorleistung in Form der Wärmeleistung  $\dot{Q}_{L2}$ . Es wird von einem idealen Wärmeübergang vom Kondensator an die Luft ausgegangen und somit gilt:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{L2} \quad (3-33)$$

Nachfolgend werden die Bilanzräume im Einzelnen betrachtet. Es werden die Bilanzen der Energieströme aufgestellt und somit die ideale Bilanzierung durchgeführt.

### 3.5.2 Simulation der thermischen Last im Fahrzeuginnenraum

Mit dem ersten Bilanzraum wird die vom Heizelement aufgenommene elektrische Leistung dem an die Luft abgegebenen Wärmestrom gegenübergestellt. Abbildung 3.13 stellt den Bilanzraum des Heizelements als Blockschaltbild mit den relevanten zu- und abfließenden Energie- und Stoffströmen dar. Dem Bilanzraum wird elektrische Leistung  $P_{el,H}$  zugeführt. In das Heizelement strömt der Massenstrom  $\dot{m}_{L1}$  in Form von Luft ein. Vor dem Eintritt der Luft in das Heizelement besitzt diese die Umgebungstemperatur  $t_U$  und nach dem Erwärmen die Temperatur  $t_{L1.1}$ . Die vom Heizelement erzeugte Wärme wird aufgrund der Verlustleistung als Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  an die Luftströmung abgegeben.



**Abbildung 3.13:** Blockschaltbild der Bilanzen am Heizelement

Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, wird die gesamte zugeführte elektrische Leistung  $P_{el,H}$  vollständig in den abgeführten Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  umgesetzt. Dies bedeutet zunächst, dass keine Verluste auftreten und die gesamte zugeführte Energie in Form von Wärme abgeführt wird.



Demnach wird angenommen:

$$P_{\text{el,H}} = \dot{Q}_{\text{H}} \quad (3-34)$$

Bei dieser Gegenüberstellung ergibt sich die elektrische Leistung, die dem Heizelement zugeführt wird, aus dem Produkt der anliegenden elektrischen Spannung  $U_{\text{H}}$ , dem elektrischen Strom  $I_{\text{H}}$  und dem Leistungsfaktor  $\cos \varphi$ . Die Spannung, die am Heizelement anliegt, ist über ein Proportionalglied, einem sog. Thyristorsteller, variabel einstellbar. Die aufgenommene Leistung berechnet sich wie folgt:

$$P_{\text{el,H}} = \sqrt{3} \cdot U_{\text{H}} \cdot I_{\text{H}} \cdot \cos \varphi \quad (3-35)$$

Die abgegebene Wärmeleistung  $\dot{Q}_{\text{H}}$  des Heizelementes ergibt sich aus dem (Luft)-Massenstrom  $\dot{m}_{\text{L1}}$ , der spezifischen Wärmekapazität der Luft  $c_{\text{pL}}$  und der Temperaturdifferenz der Luft vor und nach dem Heizelement in Luftkanal 1 (vgl. Abbildung 3.12).

Die spezifische Wärmekapazität der Luft bei konstantem Druck  $c_{\text{pL}}$ , gibt die Energie an, die für die Erwärmung eines Stoffes (Luft) mit einer Masse von 1 kg um 1 K benötigt wird. Die Temperaturdifferenz vor und nach dem Heizelement ist das Ergebnis aus den Temperaturen der angesaugten Luft aus der Umgebung  $t_{\text{U}}$  und der erwärmten Luft  $t_{\text{L1.1}}$  nach dem Heizelement. Der abgegebene Wärmestrom berechnet sich somit zu:

$$\dot{Q}_{\text{H}} = \dot{m}_{\text{L1}} \cdot c_{\text{pL}} \cdot (t_{\text{L1.1}} - t_{\text{U}}) \quad (3-36)$$

Für die theoretische Betrachtung wird von einer konstanten Umgebungstemperatur  $t_{\text{U}}$  bei 20 °C ausgegangen. Des Weiteren wird angenommen, dass der Druck konstant auf der gesamten Länge des Heizelementes 1 bar beträgt und somit die spezifische Wärmekapazität von trockener Luft bei  $c_{\text{pL}} = 1,006 \text{ kJ/kg K}$  liegt. Die Temperatur nach dem Heizelement  $t_{\text{L1.1}}$  kann maximal 50 °C erreichen, da das Heizelement zum Schutz vor Überlastung bei dieser Temperatur abschaltet. Der erforderliche Massenstrom wird berechnet durch:

$$\dot{m}_{\text{L1}} = \rho_{\text{L}} \cdot \dot{V}_{\text{L1}} \quad (3-37)$$

Bei einer angenommenen Temperatur von 20 °C beträgt die Dichte von trockener Luft  $\rho_{\text{L}} = 1,19 \text{ kg/m}^3$ . Der Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{L1}}$ , der durch das Heizelement strömt, ergibt sich aus dem Produkt der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der Fläche des Luftkanals zu:

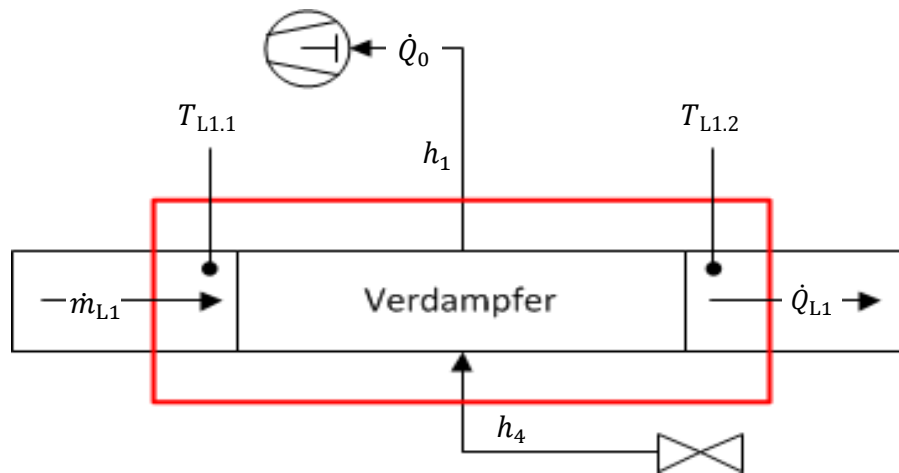
$$\dot{V}_{\text{L1}} = c_{\text{L1}} \cdot A_{\text{L1}} = c_{\text{L1}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{L1}}^2}{4} \quad (3-38)$$

### Verdampfer

Mit dem zweiten Bilanzraum werden die zu- und abgeführten Stoff- und Energieströme bilanziert. Wie in Abbildung 3.14 ersichtlich tritt in den Bilanzraum der Massenstrom  $\dot{m}_{L1}$  mit der Temperatur  $t_{L1.1}$  ein und im Idealfall mit Umgebungstemperatur wieder aus. Der Verdampfer nimmt den zugeführten Wärmestrom auf und führt diesen als Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  aus dem Bilanzraum ab. Bei dieser Bilanzierung wird davon ausgegangen, dass der zugeführte Wärmestrom vollständig vom Verdampfer aufgenommen wird und somit gilt:

$$\dot{Q}_{L1} = \dot{Q}_0 \quad (3-39)$$

Der Verdampfer wird mit dem Wärmestrom  $\dot{Q}_{L1}$  beaufschlagt und ergibt sich wie im ersten Bilanzraum des Heizelements zu:  $\dot{Q}_{L1} = \dot{m}_{L1} \cdot c_{pL} \cdot (t_{L1.1} - t_{L1.2})$  (3-40)  
Die Betrachtung erfolgt bei trockener Luft in einem Temperaturbereich zwischen Umgebungstemperatur und maximaler Temperatur des Heizelements (20 °C – 50 °C).



**Abbildung 3.14:** Blockschaltbild der Bilanzen am Verdampfer

Der Wärmestrom verhält sich identisch zum abgegebenen Wärmestrom des Heizelements. Die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  berechnet sich aus dem Produkt des Kältemittelmassenstroms  $\dot{m}_R$  und der Differenz der spezifischen Enthalpien zwischen Zustand 4 und 1 im Kältekreislauf (vgl. log p,H-Diagramm Abbildung 4.8):

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (3-41)$$

Der Massenstrom wird anhand des Zustandes 1, in dem das Kältemittel nur als überhitzter Dampf vorliegt, berechnet. Hierfür wird der Volumenstrom  $\dot{V}_R$  durch das spezifische Volumen  $V_R$  dividiert und ergibt so den Massenstrom  $\dot{m}_R$ :

$$\dot{m}_R = \dot{V}_R / V_R \quad (3-42)$$

Der Hubvolumenstrom  $\dot{V}_0$  des Verdichters wird durch die Kolbenbewegung erzeugt. Das Produkt des geometrischen Volumenstroms  $\dot{V}_G$  des Zylinders und des Liefergrads ergibt:

$$\dot{V}_R = \dot{V}_G \cdot \lambda \quad (3-43)$$

Mit dem Liefergrad wird die Zylinderfüllung angegeben. Der Liefergrad nach [57] beschreibt das Verhältnis aus der real angesaugten zu der theoretisch möglichen Kältemittelmenge. Der geometrische Volumenstrom  $\dot{V}_G$  des Verdichters hängt von dem Rauminhalt eines Zylinders  $V_z$ , der Anzahl der Zylinder  $z$  und der Drehzahl  $n$  des Verdichters ab und berechnet sich zu:

$$\dot{V}_G = V_z \cdot z \cdot n \quad (3-44)$$

Der Rauminhalt des Verdichters für alle sieben Zylinder ist nach [36] mit insgesamt  $100 \text{ cm}^3$  angegeben. Aufgrund dieser Angabe entfällt die Anzahl der Zylinder in der Berechnung des Volumenstroms. In Anlehnung an das Leistungsdiagramm [69] ist ein Drehzahlbereich zwischen  $1000 - 3000 \text{ min}^{-1}$  zu Grunde gelegt (vgl. Anhang VII). Die zur Berechnung des Kältestroms notwendigen spezifischen Enthalpien  $h_4$  und  $h_1$  werden, wie das spezifische Volumen, mit Hilfe der Stoffdatenbibliothek von [45] ermittelt. Wird bei der weiteren Betrachtung von einer adiabaten Expansion ausgegangen, dann gilt:

$$h_3 = h_4 \quad (3-45)$$

Der Verdampfer nimmt bei einer Drehzahl des Klimakompressors von  $3000 \text{ min}^{-1}$  den gesamten Wärmestrom als Kälteleistung von  $4,5 \text{ kW}$  auf. Dieser Verlauf ist an das Leistungsdiagramm der Firma Sanden (vgl. Anhang VII) angelehnt und ohne Verluste berechnet. Des Weiteren wird der Liefergrad so angenommen, dass der Verdampfer bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  eine Kälteleistung von  $4,5 \text{ kW}$  hat. Aufgrund dieser Annahme muss der Liefergrad in Wirklichkeit höher liegen als  $0,86$ . Es wird angenommen, dass das Leistungsdiagramm von einer realen Messung herrührt und somit bereits die hier vernachlässigten Verluste beinhaltet. Zusätzlich wird zur Vereinfachung von einer adiabaten Expansion ausgegangen. In der Realität wird jedoch bereits während der Expansion vom Ventil selbst Wärme aus der Umgebung aufgenommen und verringert so die Kälteleistung des Verdampfers.

### Kondensator

Dem dritten Bilanzraum in Abbildung 3.15 wird mit dem Kältemittel der Wärmestrom  $\dot{Q}_c$  zugeführt (vgl. Anhang X, Abbildung 7.15). Über den Kondensator wird die im Kältemittel enthaltene Wärmemenge an die Luft abgegeben und verlässt den Bilanzraum als Wärmestrom  $\dot{Q}_{L2}$ .

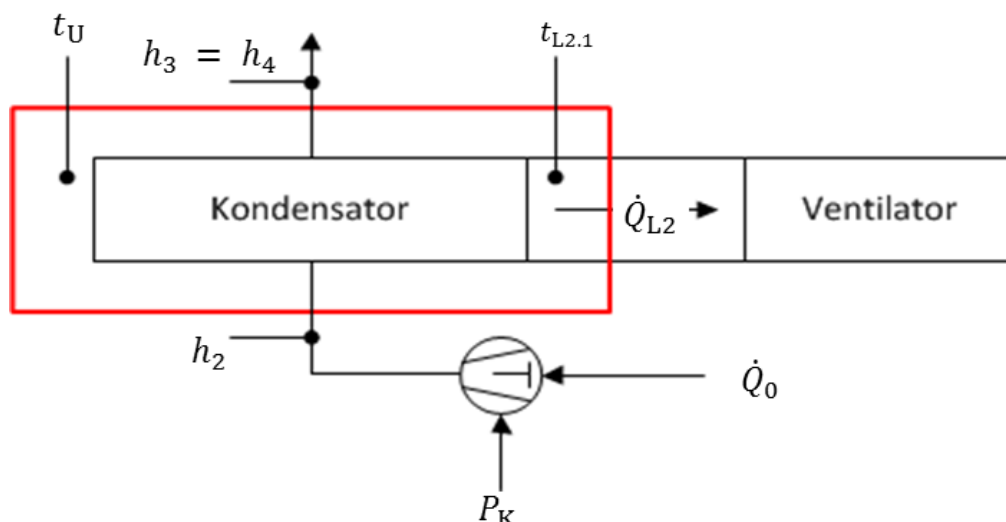


Abbildung 3.15: Blockschaltbild der Kondensatorbilanz

Es gilt die Annahme, dass der zugeführte Wärmestrom dem abgeführten entspricht:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{L2} \quad (3-46)$$

Der dem Kondensator zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_c$  ergibt sich aus der Kälteleistung des Verdampfers addiert mit der Verdichterleistung  $P_K$ :  $\dot{Q}_c = \dot{Q}_0 + P_K$  (3-47)

Die Kälteleistung wird aus der vorherigen Bilanz übernommen und um die Antriebsleistung des Verdichters erweitert. Diese ergibt sich aus:

$$P_K = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (3-48)$$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{L2}$  des Kondensators errechnet sich aus dem Massenstrom, der spezifischen Wärmekapazität  $c_{pL}$  und der Temperaturdifferenz der Luft vor und nach dem Kondensator:

$$\dot{Q}_{L2} = \dot{m}_{L2} \cdot c_{pL} \cdot (T_{L2.1} - T_U) \quad (3-49)$$

Der Massenstrom der Luft berechnet sich äquivalent zum Massenstrom im Luftkanal 1 allerdings mit dem Unterschied, dass die Strömungsgeschwindigkeit  $c_2$  mit 6,16 m/s schneller ist als die von  $c_1$ . Hieraus folgt in Luftkanal 2 ein geringerer Volumenstrom im Vergleich zu dem im Luftkanal 1 und ergibt somit einen niedrigeren Massenstrom. Der angenommene konstante Massenstrom, bestehend aus trockener Umgebungsluft, berechnet sich mit dem eingesetzten Volumenstrom zu:

$$\dot{m}_{L2} = \rho_L \cdot \dot{V}_{L2} = \rho_L \cdot c_{L2} \cdot A_{L2} \quad (3-50)$$

Der abgegebene Wärmestrom des Kondensators an die Luft wird mit diesem Massenstrom und der spezifischen Wärmekapazität von trockener Luft bei  $c_{pL} = 1,006 \text{ kJ/kg K}$  berechnet.

### Leistungszahl oder engl. Coefficient of Performance (COP)

Die Leistungszahl  $\varepsilon_c$  ergibt sich aus dem Verhältnis der Kälteleistung zur aufgenommenen Leistung am Verdichter:  $\varepsilon_c = \text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_K}$  (3-51)

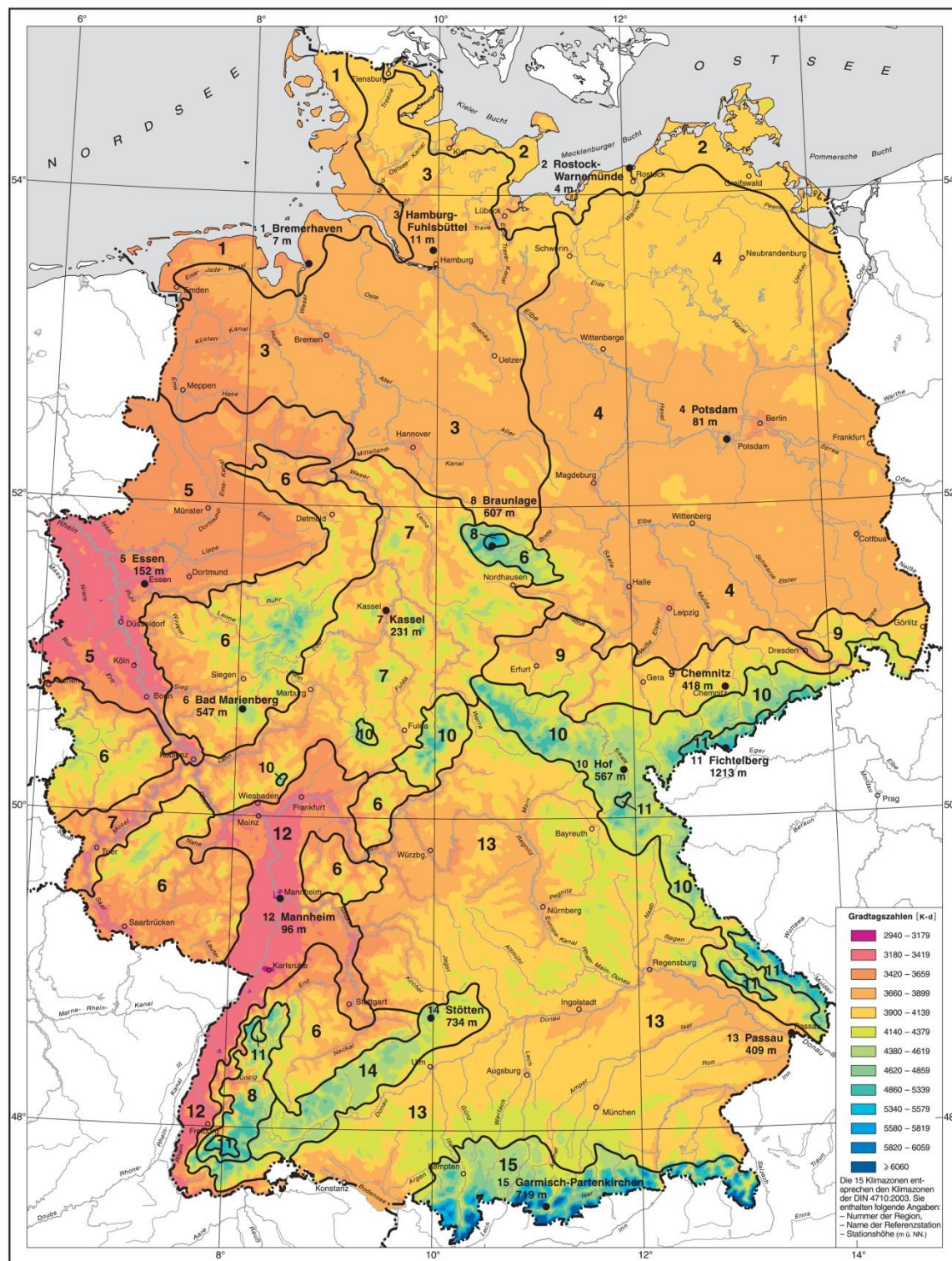
Die Verdichterleistung für die Erstellung des Kennfeldes berechnet sich aus der Differenz der beiden Wärmeströme mit:

$$P_K = \dot{Q}_c - \dot{Q}_0 \quad (3-52)$$

Für die theoretische Bilanzierung wurde die zu erwartende Verdichterleistung anhand der spezifischen Enthalpien aus der Stoffdatenbibliothek von [45] für R134a berechnet. Diese können am Prüfstand jedoch nicht gemessen, sondern müssen mit der zuvor beschriebenen Vorgehensweise berechnet werden.

### 3.6 Einfluss der örtlichen klimatischen Bedingungen

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Einfluss verschiedener Außentemperaturen auf den Anlagenwirkungsgrad zu untersuchen. Die örtlichen klimatischen Bedingungen in Deutschland sind unterschiedlich.



**Abbildung 3.16:** Einteilung von Deutschland in fünfzehn Klimazonen durch den Deutschen Wetterdienst [12]

In der Bewertung der ermittelten Kennfelder werden Daten des DWD, der Deutschland in fünfzehn Klimazonen einteilt, in der Klimasimulation ausgewertet (Abbildung 3.16). Diesen fünfzehn Klimazonen sind nach DIN 4710:2003-01 Repräsentanzstationen zugeordnet. Weitere Informationen zu den Repräsentanzstationen sind im Anhang XIII in Tabelle 7.5 aufgelistet. Im Anhang XIV sind die genutzten Temperaturwerte nach Zonen tabelliert.

**Tabelle 3.6:** Zonen und zugeordnete Repräsentanzstationen (DIN 4710:2003-01) [12]

Zone	Bezeichnung	Repräsentanzstationen für	
		Temperatur/Feuchte/ Sonnenscheindauer/Wind/ Erdbodentemperatur	Strahlung
1	Nordseeküste	Bremerhaven, $t_E$ von Cuxhaven	Norderney
2	Ostseeküste	Rostock-Warnemünde	Heiligendamm
3	Nordwestdeutsches Tiefland	Hamburg-Fuhlsbüttel	Hamburg-Sasel
4	Nordostdeutsches Tiefland	Potsdam	Potsdam
5	Niederrheinisch-westfälische Bucht und Emsland	Essen	Gelsenkirchen/Bochum
6	Nördliche und westliche Mittelgebirge, Randgebiete	Bad Marienberg	Bad Lippspringe
7	Nördliche und westliche Mittelgebirge, zentrale Bereiche	Kassel	Kassel
8	Oberharz und Schwarzwald (mittlere Lagen)	Braunlage	Braunlage
9	Thüringer Becken und Sächsisches Hügelland	Chemnitz	Chemnitz
10	Südöstliches Mittelgebirge bis 1 000 m	Hof	Zinnwald
11	Erzgebirge, Böhmer- und Schwarzwald oberhalb 1 000 m	Fichtelberg	Fichtelberg
12	Ober rheingraben und unteres Neckartal	Mannheim	Mannheim
13	Schwäbisch-fränkisches Stufenland und Alpenvorland	Passau	Passau
14	Schwäbische Alb und Baar	Stötten	Stuttgart-Schnarrenberg
15	Alpenrand und -täler	Garmisch-Partenkirchen	Weihenstephan

Auf Basis dieser Wetter- und Klimadaten wird die Simulation der Wirkungsgrade, von CO<sub>2</sub>-Ausstoß und Reichweite in den drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse mit dem mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle untersucht.

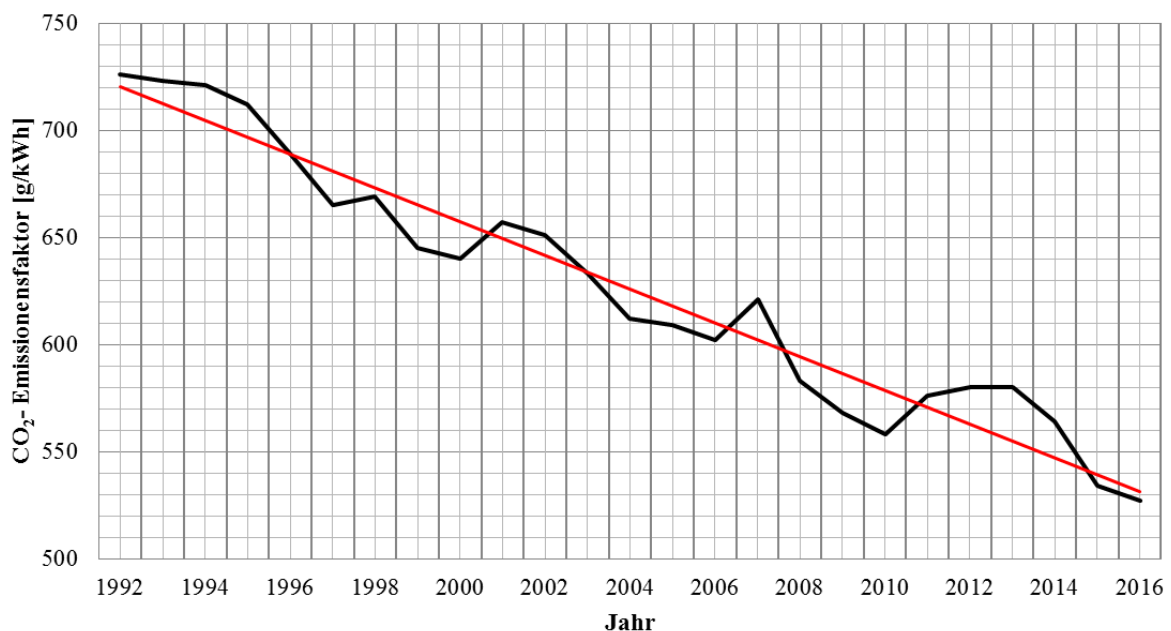


### Allokationsmethoden für spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen von Strom und Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung-Anlagen

Für die CO<sub>2</sub> Bilanzierungen gibt es keine standardisierte Berechnungsvorschrift, sondern unterschiedliche nebeneinander gültige Berechnungsarten. Hier wird kurz auf die unterschiedlichen Allokationsmethoden eingegangen. Die verschiedenen Allokationsmethoden sind zusammenfassend bei [54] wie folgt beschrieben:

- Verteilung der CO<sub>2</sub>-Emissionen anhand der jeweils einzusetzenden Brennstoffanteile unter Berücksichtigung der gekoppelten Produktion von Strom und Wärme (Internationale Energieagentur- (IEA-) und Wirkungsgradmethode)
- Verteilung der CO<sub>2</sub>-Emissionen unter Bezugnahme auf Referenzkraftwerke ungekoppelter Strom- und Wärmeerzeugung (Finnische Methode)
- Verteilung der CO<sub>2</sub>-Emissionen unter Berücksichtigung der getrennten Produktion von Strom und Wärme (Gutschriftenmethoden)

Bei weiterer Betrachtung gibt es „keine Methode, die insgesamt, d.h. nach thermodynamischen, wirtschaftlichen und ökologischen Kriterien, gleichermaßen zwingend anzuwenden wäre“ [53] und somit existiert keine eindeutige naturwissenschaftlich richtige Lösung. Aufgrund dieser Tatsache, werden für die Berechnungen Daten aus dem „Strommix Deutschland“ aus dem Jahr 2013 mit  $\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  genutzt. Die Auswertung der Entwicklung des „Strommix Deutschland“ über die Jahre, zeigt aber einen deutlichen Abwärtstrend des CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktors (Abbildung 3.17).



**Abbildung 3.17:** Verlauf des CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktors mit roter Trendlinie des „Strommix Deutschland“ auf Basis von Daten des Umweltbundesamtes von 2017

### 3.7 Fehlerbetrachtung

Die vorgestellten Bilanzgleichungen kommen bis auf wenige Teilaspekte ohne jegliche Empirie aus und sind folglich bei hoher Genauigkeit gültig. Die Energiebetrachtungen basieren auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, die Stoffbilanzen auf der Kontinuitätsgleichung in Verbindung mit den chemischen Zusammenhängen bei der Umsetzung von Kraftstoff mit Luft. Die Gesamtenergiebilanz basiert auf der Lösung des ersten Hauptsatzes für offene Systeme. Zugeführte Energien resultieren aus der Ansaugluft und dem Kraftstoffmassenstrom. Energie wird über verschiedene Wärmetauscher, über den Abgasmassenstrom sowie durch Strahlung und Konvektion abgeführt. Die mechanische Leistung wird an die Belastungseinheit abgegeben. Im Anhang I sind die Schaltbilder und die Messstellenpläne für die Bilanzgleichungen dargestellt. Die Kalibrierung der Temperatursensoren wurde vor den Messungen im individuellen Temperaturarbeitsbereich vorgenommen und ist in den Kalibrierprotokollen des Versuchstandes festgehalten.

In der Tabelle 3.7 sind die verwendeten Sensortypen und deren Fehlergrenzen aufgelistet. Die Validierung des entwickelten MATLAB-Modells (Anhang II) wird mit Hilfe der Ergebnisse der experimentellen Messungen am Prüfstand durchgeführt.

**Tabelle 3.7:** Technische Daten der im Prüfstand verwendeten Messsensoren

Sensortyp	Messgröße	Hersteller	Messbereich	Garantiefehlergrenze
PT100	$\vartheta$ , Luft	TC Direct	-200 - +850 °C	$\pm 0,3 \text{ K} + 0,5 \% \text{ v.M.}$
PT100	$\vartheta$ , Wasser	TC Direct	-200 - +850 °C	$\pm 0,3 \text{ K} + 0,5 \% \text{ v.M.}$
NiCr-Ni	$\vartheta$ , Abgas	TC Direct	-40 - +1200 °C	$\pm 2,5 \text{ K v.M.}$
Drehmoment	$M$	NCTE AG	0 - 50 Nm	$\pm 0,2 \% (\pm 0,1 \text{ Nm})$
Anemometer	$\dot{m}$ , Luft	Testo AG	1,1 - 20 m/s	$\pm 3 \% (\pm 0,3 \text{ m/s})$
Durchflussmesser	$\dot{m}$ , Wasser	B.I.O-TECH	0,5 – 25 l/min	$\pm 3 \%$

Das Modell bietet einen guten Überblick über Teilwirkungsgrade und die globale Verteilung der eingebrachten Energie. Das Residuum beschreibt die prozentuale Differenz zwischen zu- und abgeführter Energie. Mittels zusätzlicher Annahmen über den Verbrennungswirkungsgrad kann der Gesamtwirkungsgrad des Motors berechnet und mit empirischen Werten verglichen werden. Bei den Kraftstoffen gibt es, durch die Produktion und spezieller genutzter Kraftstoffzusätze, eine Varianz (vgl. Tab. 3.2) der Kraftstoffparameter. Da die Güte der Verbrennung mit einfachen Messgrößen nicht zu erfassen ist, bleibt die Genauigkeit der Methode durch die Schätzung dieses Teilwirkungsgrades begrenzt. Es resultieren aus dieser Betrachtung ein maximaler und ein minimaler Wirkungsgrad, zwischen denen sich der tatsächliche Wert einstellt.



## 4 Ergebnisse der im Versuchsaufbau ermittelten Kennfelder

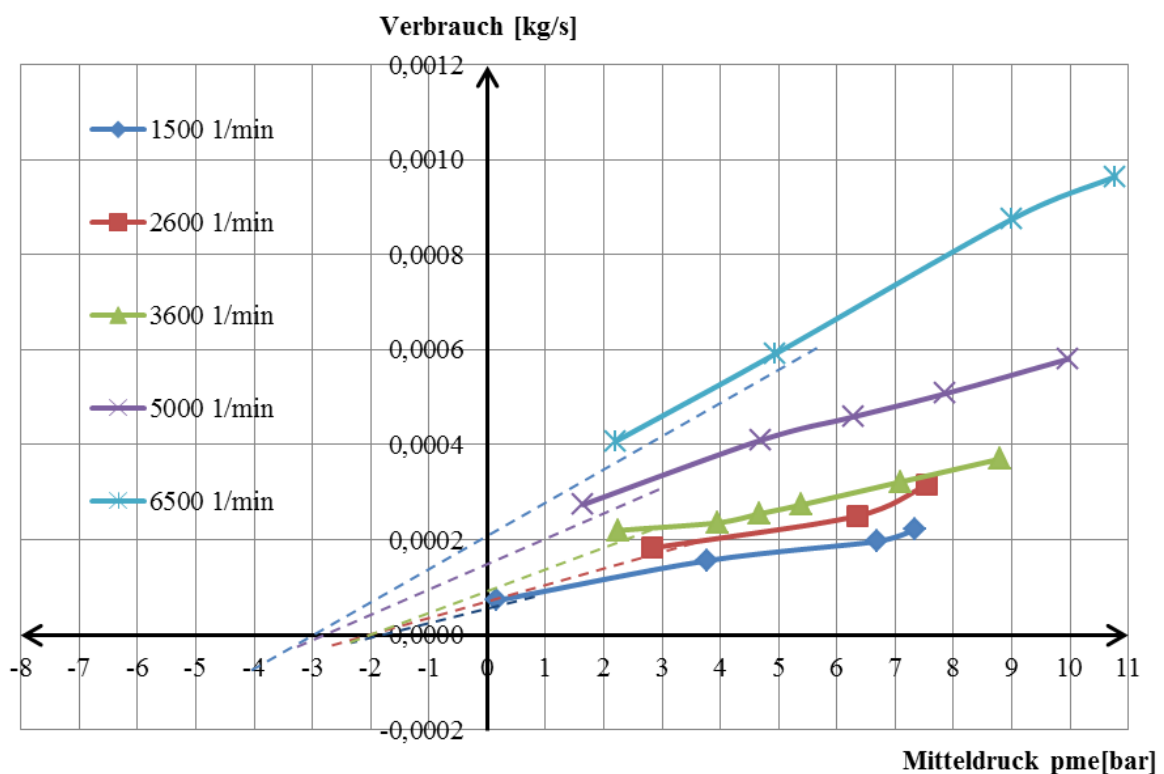
Im ersten Teil dieses Kapitels werden die Ergebnisse aus den Versuchen zur Ermittlung der Kennfelder der Verbrennungskraftmaschine vorgestellt, hierzu zählen die Reibungsdruckverluste und das mechanische Wirkungsgradkennfeld. Darauf folgt die Validierung der ermittelten Daten. Im dritten Teil wird das ermittelte Kennfeld des Taumelscheibenverdichters des Klimakreislaufes vorgestellt.

### 4.1 Kennfelder der Verbrennungskraftmaschine

Die Ermittlung des Kennfeldes der VKM wurde im Kolbenmaschinenlabor der Hochschule Hannover durchgeführt. Die ermittelten Daten werden als Grundlage zum Versuchsaufbau und Auslegung der Anlagenteile genutzt.

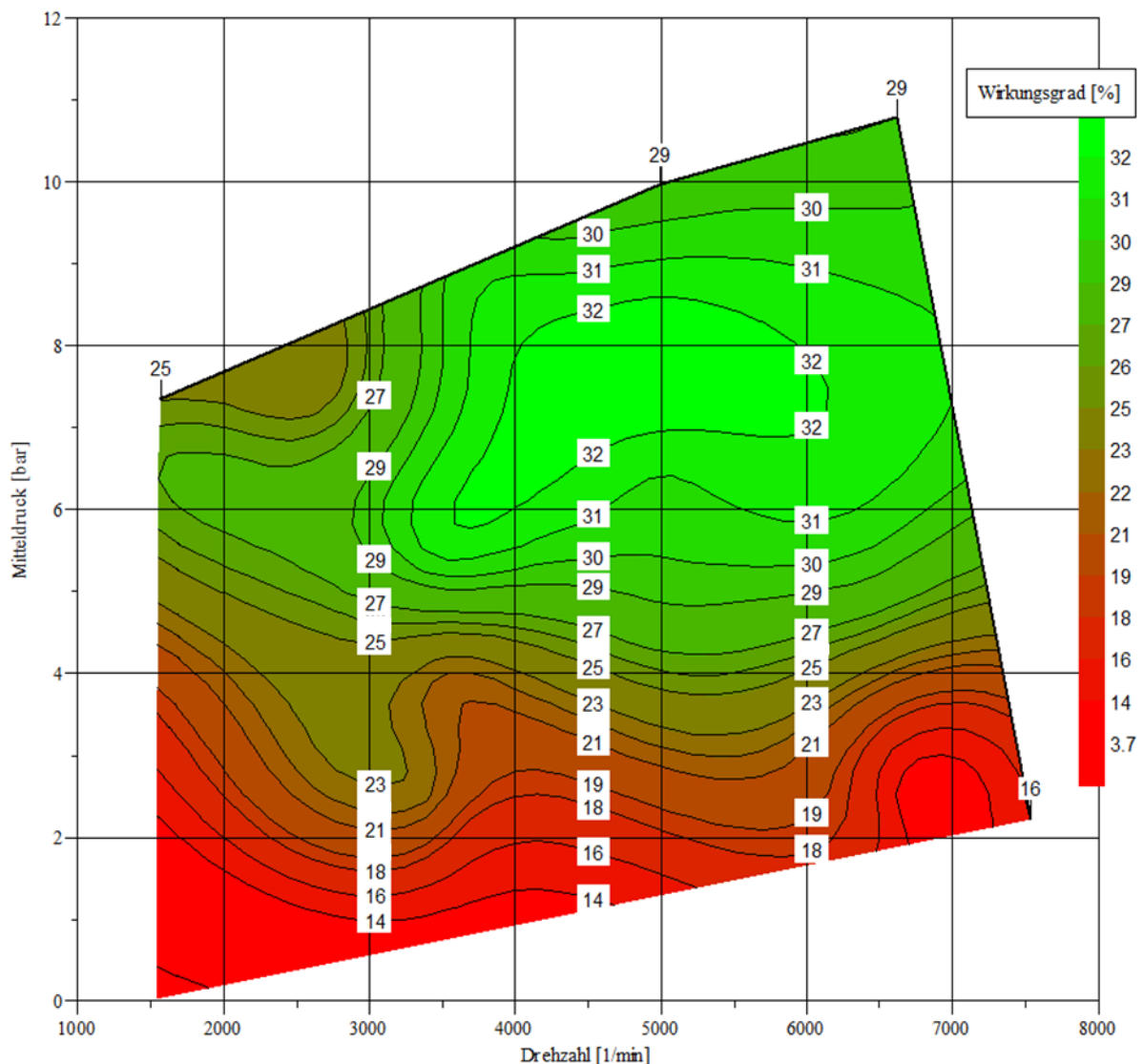
#### Ermittlung der Reibungsdruckverluste

In der nachfolgenden Abbildung 4.1 sind die Willians-Linien der VKM des HONDA SH300i, die im Prüfstand verwendet wurde, dargestellt.



**Abbildung 4.1:** Darstellung der Willians-Linien des HONDA SH300i im Drehzahlband von 1500-6500 1/min zur Ermittlung der Reibungsdruckverluste. Der Schnittpunkt der Verlängerung der Linien mit der X-Achse gibt den ermittelten Mitteldruck wieder. Dieser liegt zwischen -1,8 bis -3,0 bar

Hieraus können die Reibungsdruckverluste näherungsweise entnommen werden. Dafür wird zunächst der Kraftstoffverbrauch über den Mitteldruck aufgetragen. Der Schnittpunkt mit der X-Achse wird linear über den vorderen Kurvenverlauf interpoliert, um die notwendigen Werte direkt ablesen zu können. Erkennbar ist, dass sämtliche linear interpolierten Linien die X-Achse im Bereich von -3,0 bis -1,8 schneiden. Somit betragen die Reibungsdruckverluste ca. 1,8 bis 3,0 bar. Mit Hilfe der Reibungsdruckverluste lässt sich der mechanische Wirkungsgrad berechnen.



**Abbildung 4.2:** Darstellung des mechanischen Wirkungsgradkennfeldes des HONDA SH300i im Drehzahlbereich von 1500 bis 7500 1/min

Das in Abbildung 4.2 dargestellte Wirkungsgradkennfeld des HONDA SH300i stellt das mögliche Drehzahlband der VKM im Bereich von 1500 bis 7500 1/min dar. Das Wirkungsgradmaximum liegt mit 32% im Drehzahlbereich von 3500 bis 6100 1/min.

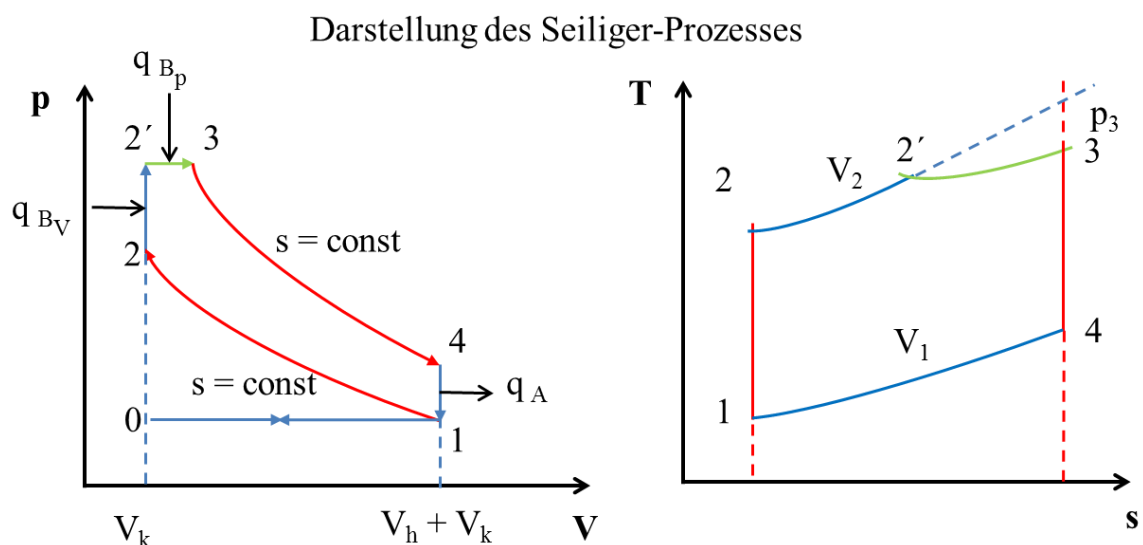
In Tabelle 4.1 sind die ermittelten Ergebnisse der Kennfelduntersuchungen aus dem Kolbenmaschinenlabor der Hochschule Hannover zusammengefasst. Die Auflistung gibt das Spektrum der eingesetzten VKM wieder (vgl. Anhang V, Abbildung 7.4 und 7.5).

**Tabelle 4.1:** Ergebnisse der Untersuchungen von [Sar14] des HONDA SH300i

Kennwerte	Ergebnis	
Technische Daten	1 Zylinder 4-Takt Bohrung 72 [mm]	Typ Honda 300i Hub 68,5 [mm]
Maximale Leistung	$P_{\max} = 16,6 \text{ kW}$ bei $n = 6500 \text{ [1/min]}$	
Maximales Drehmoment	$M_{\max} = 23,9 \text{ Nm}$ bei $n = 6500 \text{ [1/min]}$	
Maximaler Kraftstoffverbrauch	$b_{e,\max} = 545 \text{ g/kWh}$ bei $n = 1500 \text{ [1/min]}$	$\eta_m = 0,16$ (5% Last)
Minimaler Kraftstoffverbrauch	$b_{e,\min} = 260 \text{ g/kWh}$ bei $n = 5000 \text{ [1/min]}$	$\eta_m = 0,33$ (80% Last)
Liefergrad	$\lambda_L = 0,78$ bei $n = 6500 \text{ [1/min]}$	(100% Last)
Luftverhältnis	$\lambda_{\max} = 0,87$ bei $n = 1550 \text{ [1/min]}$	(100% Last)
Maximaler mechanischer Wirkungsgrad	$\eta_{m,\max} = 0,33$ bei $n = 5000 \text{ [1/min]}$	(100% Last)
Minimaler mechanischer Wirkungsgrad	$\eta_{m,\min} = 0,08$ bei $n = 1500 \text{ [1/min]}$	(0% Last)

## 4.2 Validierung der ermittelten Kennfelder der VKM

In der Literatur [5, 63, 66] wird der Seiliger-Prozess zur einfachen Bewertung von Otto- und Dieselmotoren genutzt. [4] beschreibt den Seiliger-Prozess als einen Modellprozess. Im Anhang VI ist die Herleitung der Berechnung detailliert beschrieben. In Abbildung 4.3 ist der Seiliger-Prozess dargestellt. Bei diesem ersetzt man den Linienzug des Indikatordiagramms durch eine Isentrope ( $1 \rightarrow 2$ ), eine Isochore ( $2 \rightarrow 2'$ ), eine Isobare ( $2' \rightarrow 3$ ) und eine Isentrope ( $3 \rightarrow 4$ ). Als Vereinfachung wird die Verbrennung durch eine äußere Wärmezufuhr ( $2 \rightarrow 2' \rightarrow 3$ ) ersetzt.

**Abbildung 4.3:** Darstellung des Seiliger-Prozesses im pV- und Ts- Diagramm

Der Ladungswechsel wird dadurch idealisiert, dass das Ansaugen ( $0 \rightarrow 1$ ) bei konstantem Druck erfolgt und das Ausschieben bei gleichem Druck, nachdem der Druck des Abgases nach Öffnen des Auslassventils schlagartig von  $p_4$  auf  $p_1$  fällt. Bei diesen Annahmen, ist beim Ladungswechsel insgesamt keine Arbeit aufzuwenden. Die isotropen Zustandsänderungen ( $1 \rightarrow 2$ ) und ( $3 \rightarrow 4$ ) werden in einem reversiblen Prozess durchlaufen.

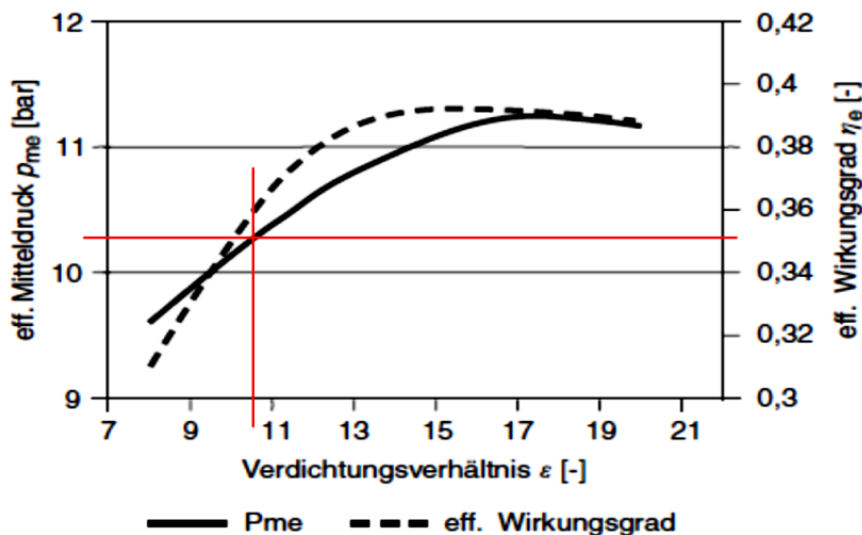
Bei diesen Teilprozessen finden keine Wärmeübertragung zwischen Gas und Zylinderwand statt. Es wird ein adiabater Motor modelliert. Dieses widerspricht einer realen VKM, da diese gekühlt werden muss, damit die Materialbeanspruchung und der Verschleiß nicht zu groß werden. Der Seiliger-Prozess enthält als Sonderfälle den Otto-Prozess mit allein isochorer Wärmeaufnahme und den Diesel-Prozess mit nur isobarer Wärmezufuhr als Ersatz für die Verbrennung. Die Herleitungen der Berechnung für den Diesel- und Otto-Prozess sind im Anhang VI dokumentiert.

Wie schon zuvor beschrieben, werden die Einzelkomponenten, die Wärmetauscher für Abgas- und Kühlwasser-WÜT, sowie die KM in der Fahrzeuginnenraum-Simulation im Verbund vermessen und anschließend bewertet. Mit den technischen Daten des HONDA SH300i ( $\varepsilon=10,5$ ;  $\chi=1,3$ ) ergibt sich der folgende thermische Wirkungsgrad:

$$\eta_{\text{th HONDA}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\chi-1}} = 1 - \frac{1}{10,5^{1,3-1}} = \underline{\underline{0,503}}$$

Der ideale Wirkungsgrad ohne Verluste beträgt somit:  $\eta_{\text{th HONDA}} = \underline{\underline{50,3 \%}}$

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Mitteldruck und den effektiven Wirkungsgrad bei Volllast eines Ottomotors nach [29] wird zum Vergleich in Abbildung 4.4 dargestellt.



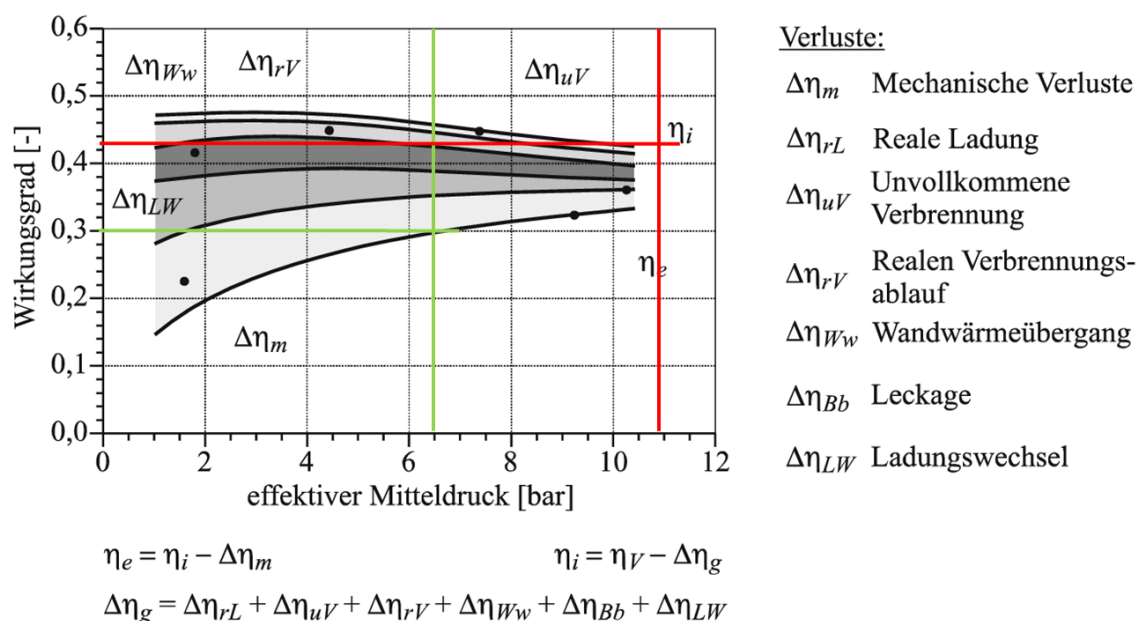
**Abbildung 4.4:** Einordnung des Verdichtungsverhältnisses auf effektiven Mitteldruck und -Wirkungsgrad bei Volllast eines Ottomotors nach [29]

In der Literatur [5, 57, 59] werden Verdichtungsverhältnisse größer  $\varepsilon \geq 11,5$  mit dem Problem des „Klopfens“ beschrieben, wobei es sich um eine unkontrollierbare Selbstzündung des Gasgemisches handelt. Noch höhere Drücke werden nur beim Diesel-Prozess erreicht, womit auch höhere Wirkungsgrade erzielt werden. Zur Einordnung der ermittelten Wirkungsgrade wird die untersuchte VKM mit einer anderen, im RE der Firma AVL, eingesetzten VKM verglichen. Die in Tabelle 4.2 zusammengefassten Daten der AVL-VKM spiegeln den zuvor beschriebenen Effekt des Einflusses des Verdichtungsverhältnisses wieder. Auffällig sind die hohen Restverluste bei den dargestellten Betriebspunkten der VKM.

**Tabelle 4.2:** Ergebnisse der VKM im RE der Firma AVL [50]

<b>VKM: Otto 4-Takt bei <math>n = 2000</math> 1/min und <math>p_{me}</math> 12 bar (AVL)</b>	
Nutzarbeit: $P_n$	$\eta_{th} = 52,6 \% \equiv 36,1$
%	
Abwärme der VKM: $\dot{Q}_{Abwärme\ gesamt}$	36,3
%	
Restverluste $\dot{Q}_{Rest\ gesamt}$	27,6
%	
<b>VKM: Otto 4-Takt bei <math>n = 2000</math> 1/min und <math>p_{me}</math> 2 bar (AVL)</b>	
Nutzarbeit: $P_n$	$\eta_{th} = 18,8 \% \equiv 23,9$
%	
Abwärme der VKM: $\dot{Q}_{Abwärme\ gesamt}$	27,9
%	
Restverluste $\dot{Q}_{Rest\ gesamt}$	48,2 %

Um eine Abschätzung der Restverluste der im Prüfstand verwendeten VKM zu erreichen, kann mittels der Abbildung 4.5 eine Einordnung erfolgen.



**Abbildung 4.5:** Verlustaufteilung des realen Verbrennungsmotors HONDA SH300i nach [63] mit grün eingezeichnet  $p_{me} = 6,5$  bar und rot  $p_{me} = 10,8$  bar

Der messtechnisch ermittelte Wirkungsgrad beträgt  $\eta_{eff\ HONDA} = 0,33$ . Das heißt, es kommt im realen System zu 17 % Verlust verglichen mit dem Seiliger-Prozess. Ordnet man die Daten der VKM HONDA SH300i Otto 4-Takt mit einem

Verdichtungsverhältnis von 10,5 : 1 nach [29] ein, wird deutlich, dass der effektive Wirkungsgrad bei der Maximaldrehzahl  $n_{\max \text{ Hersteller}} = 8500 \text{ 1/min}$  bei  $\eta_{\text{eff max}} = 0,35$  liegt. Der in den Untersuchungen ermittelte effektive Wirkungsgrad liegt bei  $n_{\max \text{ Versuche}} = 5000 \text{ 1/min}$  bei  $\eta_{\text{eff HONDA}} = 0,33$  und ist damit nur geringfügig niedriger als die Herstellerangabe. Die Maximaldrehzahl wurde aus Sicherheitsgründen nicht vermessen. Die in den Tabellen 4.3 und 4.4 aufgelisteten Verluste der VKM wurden messtechnisch, die Restverluste empirisch aus der Literatur von [63] und [50] ermittelt.

**Tabelle 4.3:** Prozentuale Angabe der Ausnutzung der chemischen Energie (100 %), Ergebnisse der Untersuchungen der VKM HONDA SH300i Otto 4-Takt,  $n = 2100 \text{ 1/min}$  und  $p_{\text{me}} = 6,5 \text{ bar}$

<b>Kenngrößen:</b>		
Nutzarbeit:	$P_n$	<b>27,3 %</b>
Drehzahl:	$n = 2100 \text{ 1/min}$	
Drehmoment:	$M = 14,9 \text{ Nm}$	
Spezifischer Verbrauch:	$b_e = 314 \text{ g/kWh}$	
<b>Verluste der VKM:</b>		
Abwärme der VKM:	$\dot{Q}_{\text{Ther. Verl. Ges}}$	<b>15,4 %</b>
Abwärme im Abgas:	$\dot{Q}_{\text{Abgas}}$	9,2 %
Abwärme im Kühlwasser:	$\dot{Q}_{\text{Kühlwasser}}$	6,2 %
<b>Restverluste:</b>	<b><math>\dot{Q}_{\text{Rest gesamt}}</math></b>	<b>57,3 %</b>
Reibung:	$\dot{Q}_{\text{Reibung}}$	7,0 %
Blow-By:	$\dot{Q}_{\text{Blow-By}}$	0,7 %
Wandwärmeverlust-Auslasskanal:	$\dot{Q}_{\text{Ausl.}}$	15,7 %
Wandwärmeverlust-Einlasskanal:	$\dot{Q}_{\text{Einl.}}$	0,8 %
Wandwärmeverlust-Zylinder:	$\dot{Q}_{\text{Zyl.}}$	11,4 %
Wandwärmeverlust-Kolben:	$\dot{Q}_{\text{Kolb.}}$	11,5 %
Wandwärmeverlust-Zylinderkopf:	$\dot{Q}_{\text{Zyl.-K.}}$	10,2 %

**Tabelle 4.4:** Prozentuale Angabe der Ausnutzung der chemischen Energie (100 %), Ergebnisse der Untersuchungen der VKM HONDA SH300i Otto 4-Takt,  $n = 6623 \text{ 1/min}$  und  $p_{\text{me}} = 10,8 \text{ bar}$

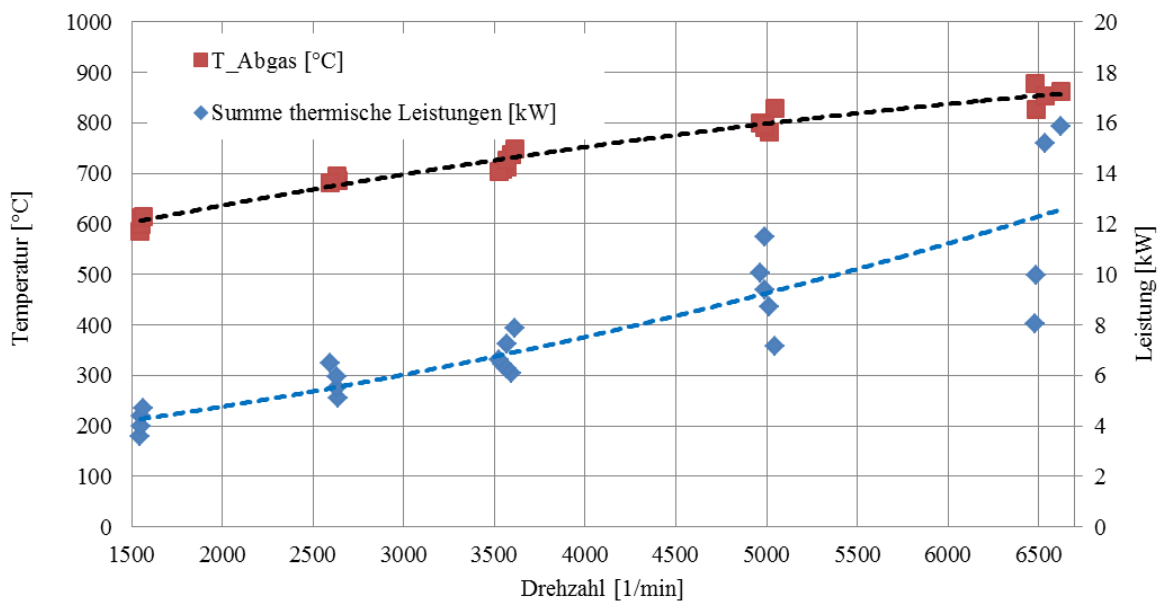
<b>Kenngrößen:</b>		
Nutzarbeit:	$P_n$	<b>29,0 %</b>
Drehzahl:	$n = 6623 \text{ 1/min}$	
Drehmoment:	$M = 23,9 \text{ Nm}$	
Spezifischer Verbrauch:	$b_e = 295 \text{ g/kWh}$	
<b>Verluste der VKM:</b>		
Abwärme der VKM:	$\dot{Q}_{\text{Ther. Verl. Ges}}$	<b>24,3 %</b>
Abwärme im Abgas:	$\dot{Q}_{\text{Abgas}}$	14,8 %
Abwärme im Kühlwasser:	$\dot{Q}_{\text{Kühlwasser}}$	9,5 %
<b>Restverluste:</b>	<b><math>\dot{Q}_{\text{Rest gesamt}}</math></b>	<b>46,7 %</b>
Reibung:	$\dot{Q}_{\text{Reibung}}$	8,0 %
Blow-By:	$\dot{Q}_{\text{Blow-By}}$	0,7 %
Wandwärmeverlust-Auslasskanal:	$\dot{Q}_{\text{Ausl.}}$	12,3 %
Wandwärmeverlust-Einlasskanal:	$\dot{Q}_{\text{Einl.}}$	0,6 %
Wandwärmeverlust-Zylinder:	$\dot{Q}_{\text{Zyl.}}$	8,4 %
Wandwärmeverlust-Kolben:	$\dot{Q}_{\text{Kolb.}}$	8,5 %
Wandwärmeverlust-Zylinderkopf:	$\dot{Q}_{\text{Zyl.-K.}}$	8,2 %

Es wird deutlich, dass möglichst viel Wärme über die Motoroberfläche an die Umgebung abgegeben wird. [5] beschreibt, dass weitere Wirkungsgradverluste durch

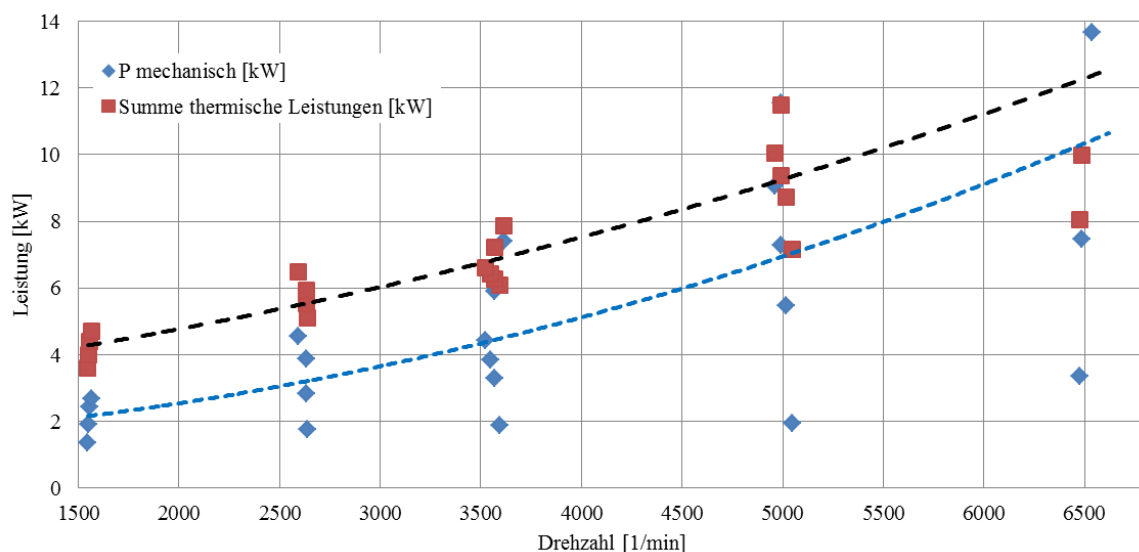
unvollständige Verbrennung und Brennverlauf auftreten, da das Abgas noch Komponenten enthält die weiter oxidiert werden können und somit noch einen nicht in der Prozessführung genutzten Heizwert repräsentieren. Für die Simulation wird das vollständig ermittelte Kennfeld der VKM zur Bilanzierung genutzt.

### Auswertung der ermittelten Abgastemperaturen

Unter Volllast ergeben sich Abgastemperaturen im Bereich von 620 bis 860°C. In Abbildung 4.6 ist die Abgastemperatur über die Last aufgetragen. Die Kennlinien der verschiedenen Drehzahlen sind nahezu linear und weitestgehend auf einem Temperaturniveau. Deutlich lässt sich der Zusammenhang zwischen der steigenden Abgastemperatur und der Drehzahl feststellen (vgl. Anhang V, Abbildung 7.6).



**Abbildung 4.6:** Darstellung der ermittelten thermischen Leistung und Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl und Belastung der VKM HONDA SH300i



**Abbildung 4.7:** Darstellung der ermittelten mechanischen und thermischen Leistungen in Abhängigkeit von der Drehzahl und Belastung der VKM HONDA SH300i

Dieser Temperaturanstieg ist durch die Zunahme an Zündungsvorgängen pro Minute zu begründen. Die Wärme wird größtenteils über das Abgas abgeführt. Hinzu kommt, dass bei der steigenden Last mehr Kraftstoff in den Verbrennungsraum eingespritzt wird und somit eine stärkere Verbrennung mit größerer Wärmeentwicklung stattfindet. Die Temperaturen sowie die Abgasgeschwindigkeiten sind für die Auslegung des WÜT zwingend erforderlich. Zum Einsatz im Versuchsaufbau kommt im Abgas ein Rohrbündel-WÜT aus einem Dieselfahrzeug.

### **Fazit der Auswertung der Verbrennungskraftmaschine**

Der Vergleich der Tabellen 4.3 und 4.4 zeigt, dass die Verluste und die nutzbaren thermischen Verluste stark von der Drehzahl der VKM abhängen. Dieses Verhalten war zu erwarten und soll daher in der Anwendung detailliert betrachtet werden. Sollen die Gesamtverluste gering bleiben, ist eine höhere Drehzahl zu nutzen (vgl. Anhang V, Abbildung 7.7, 7.8 und 7.9). Eine höhere Drehzahl hat aber ebenso eine größere thermische Energie zur Folge. Da die VKM sehr viel Wärme über die Motoroberfläche an die den Motor umgebende Luft abgibt, und diese nicht zur Wärmerückgewinnung beiträgt, ist der Wirkungsgrad für ein BHKW-Konzept zu gering.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Restwärmeverluste in der untersuchten VKM zu hoch sind. Die Wandwärmeverluste am Auslasskanal, Zylinder, Zylinderkopf und Kolben werden in Form von Strahlungsverlusten an die Motorenumgebung und nicht in das Kühlwasser abgegeben. Dieser Umstand ist dem eigentlichen Einsatzgebiet der untersuchten VKM, einem Motorroller geschuldet. Hier wird ebenfalls der Fahrtwind zur Kühlung eingesetzt. Eine zukünftig in einem BHKW eingesetzte VKM sollte daher diese hohen Wärmeverluste nutzbar machen. Das WÜT-System der VKM müsste daher effektiver arbeiten, um den Gesamtwirkungsgrad zu erhöhen. Dies sollte bei der Motorenauswahl bzw. bei der Motorenkonstruktion für ein optimiertes BHKW berücksichtigt werden.

Nachteile dieses zusätzlichen Konstruktions- und Entwicklungsaufwandes für das Thermomanagement der VKM sind allerdings höhere Kosten und ein höheres Gesamtgewicht. Letzteres kann sich auf das Aufwärmverhalten und die Aufwärmzeiten, sowie negativ auf den Verbrauch der VKM auswirken.

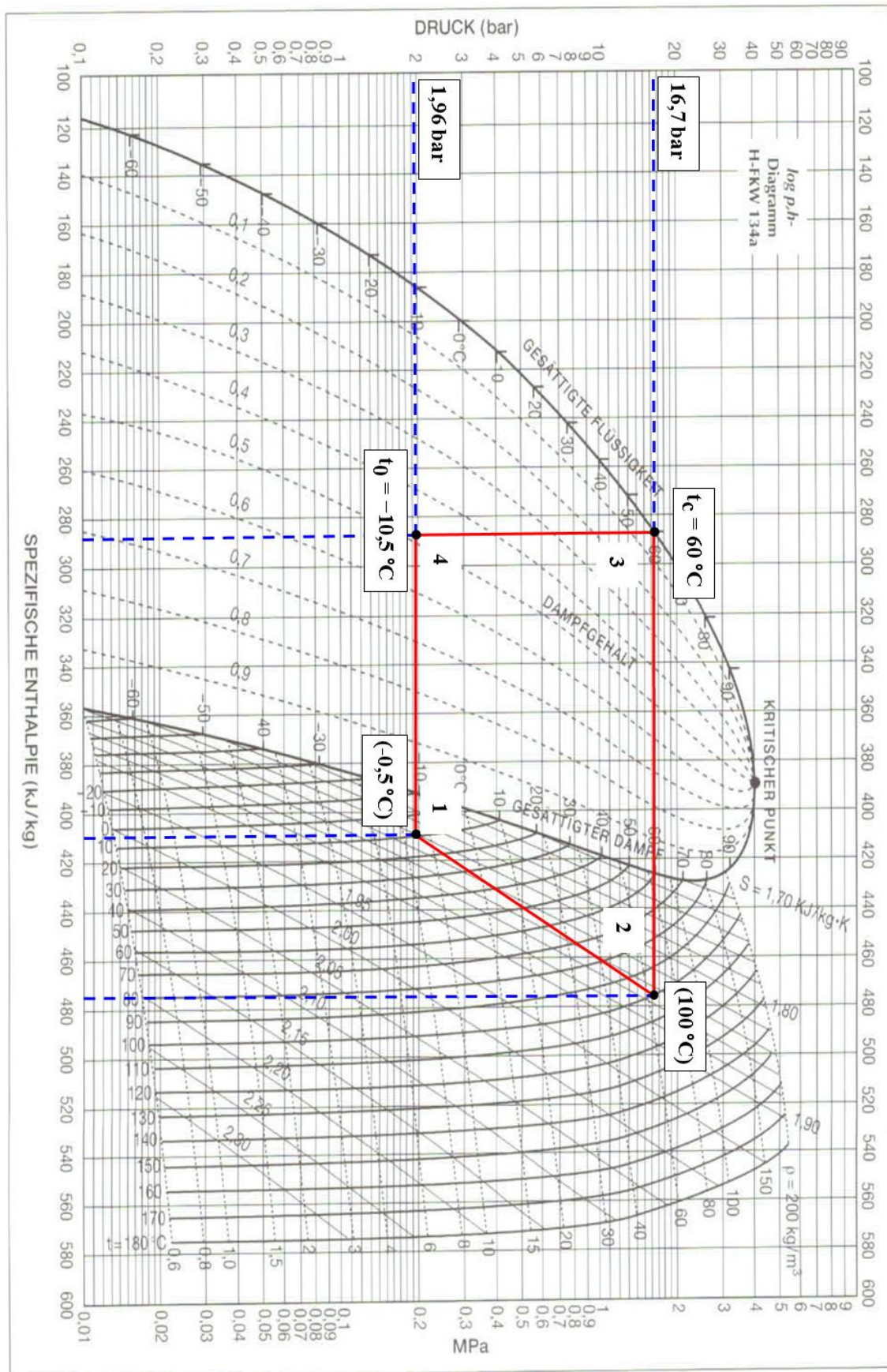


### **4.3 Ermittelte Kennfelder des Klimakreislaufs**

Der Klimakreislauf des Prüfstandes besteht, wie schon in Kapitel 3.6 vorgestellt, aus einem Klimakompressor, dem Verdichter, einem Verdampfer, einem Kondensator sowie einem Drosselorgan. Der Klimakompressor wird über eine Magnetkupplung an die Hauptantriebswelle angeschlossen. Als Antrieb stehen drei Einheiten zur Verfügung. Eine 4 kW Asynchron-Maschine, eine 7,5 kW Asynchron-Maschine sowie die 300 ccm Einzylinder VKM. Die thermische Last wird mit Hilfe eines thyristorgesteuerten 5 kW Heizregisters generiert.

#### **Darstellung des Kreisprozesses im log p,h-Diagramm**

Der theoretisch berechnete Kältekreislauf des Prüfstands ist in Abbildung 4.8 in ein log p,h-Diagramm eingezeichnet. Hieraus können die übernommenen Parameter, wie die Drücke und Temperaturen, aus dem Leistungsdiagramm bei der Verdampfung und Kondensation abgelesen werden. Des Weiteren sind die berechneten spezifischen Enthalpien in den verschiedenen Zuständen des Kältemittels ersichtlich. Aus diesen Werten ergeben sich wiederum die gleichen Wärmeströme wie für die zu- und anschließend wieder abgeführte Luft.

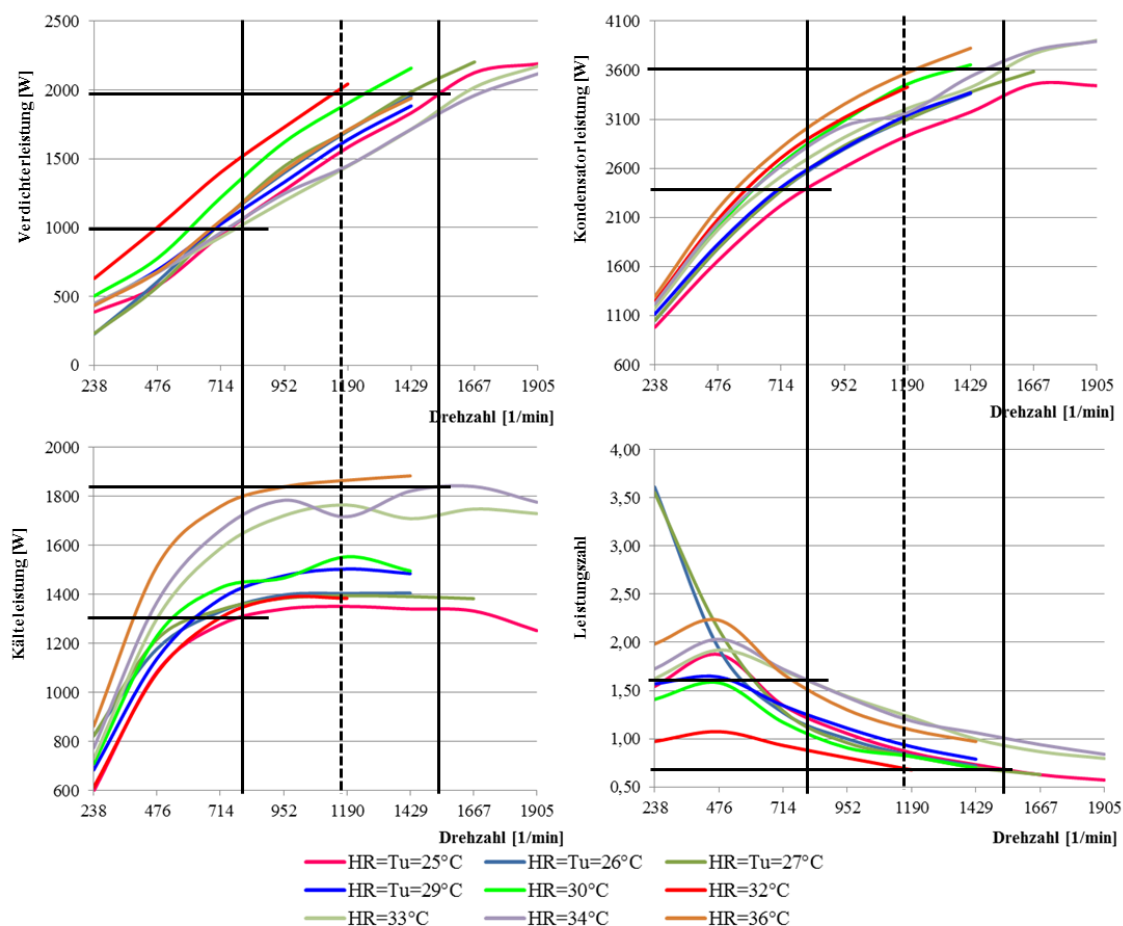


**Abbildung 4.8:** Im dargestellten log p,h-Diagramm [45] ist der ideale Kreisprozess des berechneten Kältekreislaufs mit R134a eingetragen

### Auswertung der ermittelten Kennfelder der Kältemaschine

Die KM steht im weiteren Fokus der experimentellen Untersuchungen am Versuchsaufbau als auch in der Simulation bei der Betrachtung des Prinzip E-Welle. Sind VKM und KM miteinander gekoppelt, so ist eine Wärmenutzung bei gleichzeitiger Kältenutzung erforderlich. Um die thermischen Bedingungen in einem PKW zu simulieren, werden die Lüfter für den Verdampfer und Kondensator im Versuchsaufbau regelbar ausgelegt. Dies ermöglicht, unterschiedliche Luftmassenströme und somit unterschiedliche Leistungen der WÜT durch die variablen Luftgeschwindigkeiten der Gebläse, sowie die des Fahrwindes auf die WÜT zu simulieren. Die KM liefert in der festgelegten Konstellation bei einer Leerlaufdrehzahl der VKM eine Leistung von 600-850 W. Um den Taumelscheibenverdichter zu bewerten, werden Versuche mit steigender Innenraumtemperatur und unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten durchgeführt (vgl. Anhang X, Abbildung 7.14, 7.15 und 7.16).

In Abbildung 4.9 ist die Gesamtauswertung bei gleichbleibender Luftgeschwindigkeit dargestellt.

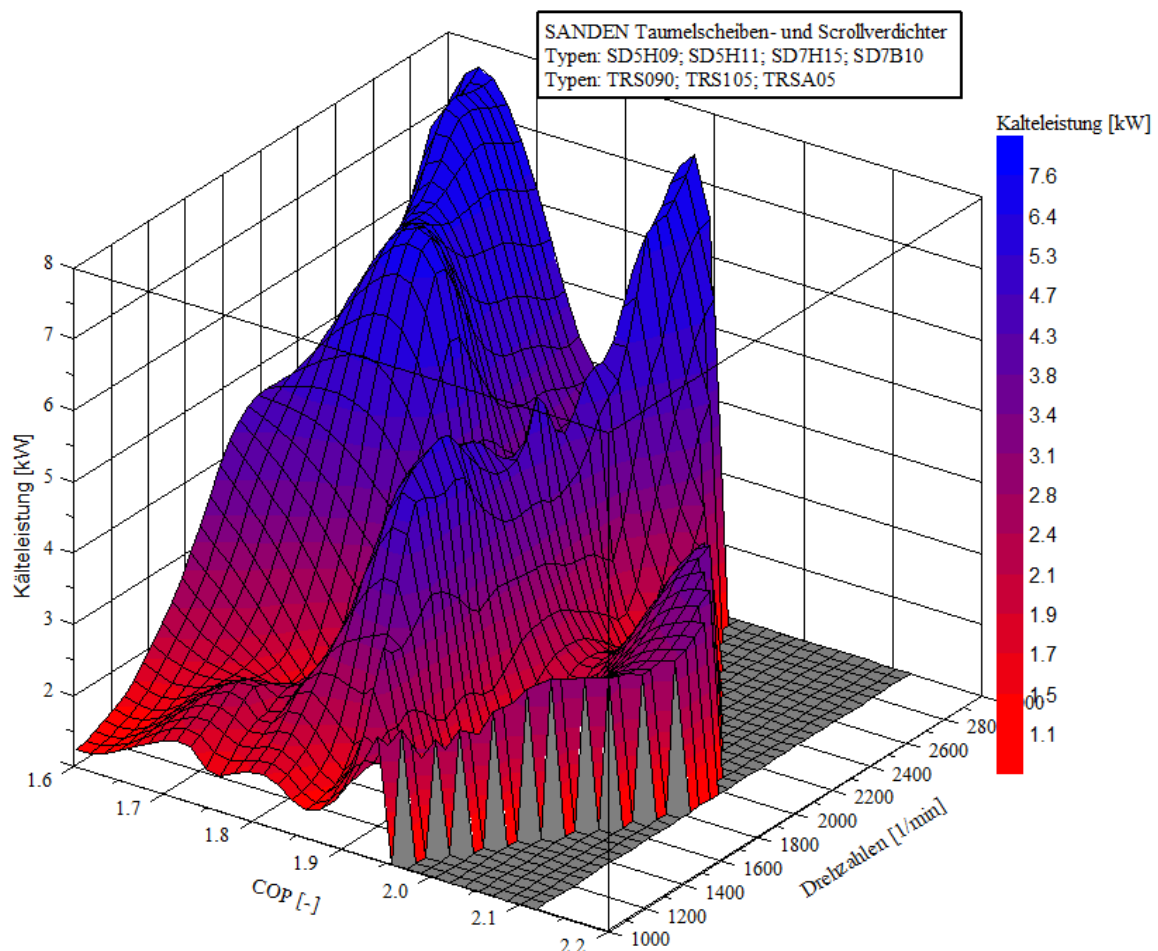


**Abbildung 4.9:** Darstellung der Kennfelder des Klimakompressors Sanden SD7B10 mit R134a im gekennzeichneten Drehzahlbereich von 800 – 1550 1/min

Die eingezeichneten Achsen kennzeichnen den Drehzahl-Arbeitsbereich der VKM. Es ist zu erkennen, dass bei steigenden Umgebungstemperaturen  $T_u = 25\text{ °C} - 36\text{ °C}$  im Drehzahlbereich von 800 - 1550 1/min, sich die Verdichterleistung im Bereich von 1-2 kW, die Kondensatorleistung im Bereich von 2,4 - 3,3 kW, sowie die Kälteleistung im Bereich von 1,3 - 1,8 kW bei einem COP von 0,65 - 1,6 bewegt (vgl. Anhang VIII, Abbildung 7.11).

### Vergleich Taumelscheiben- Scroll-Verdichter mit Kältemittel R134a

Die Auswertung und Zusammenfassung der Kennfelder anderer Taumelscheiben- und Scrollverdichter-Typen der Firma SANDEN mit dem Kältemittel R134a macht deutlich, dass höhere COP-Werte bei einer Drehzahl von 1429 1/min erreichbar sind. Ebenfalls kann das Drehzahlband bis 3000 1/min genutzt werden, um die Anpassung der VKM-Drehzahl auf die der KM zu vermeiden. Die Grafik in Abbildung 4.10 gibt das Drehzahl-, Kälteleistung- und COP-Spektrum der SANDEN Taumelscheiben- und Scrollverdichter wieder.



**Abbildung 4.10** Kennfelder der SANDEN Taumelscheiben- und Scroll Verdichter für den Drehzahlbereich  $n = 1000 - 3000$  1/min

In der Darstellung wird deutlich, dass der COP beim Scrollverdichter nicht deutlich besser ist, als bei den Taumelscheibenverdichtern (vgl. Anhang IX, Abbildung 7.12 und 7.13). Erkennbar wird auch, dass die abgegebene Kälteleistung von der Drehzahl abhängt. Diese Tatsache erlaubt bei unterschiedlichen Drehzahlen ein breites Leistungsspektrum bei einem gleichzeitig hohen COP. Abhängig von den Umgebungs- und Einstellparametern wird für den Einsatz in einer Fahrzeugklimaanlage das volle Spektrum von bis zu maximal 7,5 kW Kälteleistung benötigt.

In den Fahrzeugklimaanlagen wird durch den Mischbetrieb der Umgebungsluft nur ein Teil der Leistung zum Kühlen und Entfeuchten der Luft eingesetzt. Das führt dazu, dass der Klimaanlageneinsatz nicht in einem Ein-Punkt-Betrieb erfolgt, sondern den modulierten Betrieb erfordert. Im Standard-PKW wurde der Ein-Punkt-Betrieb in der Vergangenheit genutzt und so im intermittierenden Verfahren die Leistung variiert. Der heutige Stand der Technik koppelt den Klimakompressor von der VKM ab und treibt diese über eine separate EM an. Der elektrische Antrieb kann dann durch Variation der Drehzahl und der geförderten Luftmenge, die Leistung der KM nach Kälteanforderung regeln.

### **Fazit der Auswertung Kältemaschine und Klimakreislaufs**

Die Auswertung des Kennfeldes der KM (Abbildung 4.9) verdeutlicht das Spektrum dieses Verdichtertyps, das im Wesentlichen von drei Faktoren beeinflusst wird:

Drehzahl, Druck und Umgebungstemperatur. Durch Regelung der Luftströme kann die Kälteleistung ebenfalls variiert werden.

Die gewählten Randbedingungen:  $\vartheta_i = 27\text{ °C}$  bei einer Luftgeschwindigkeit im Klimakreislauf von 1,69 m/s. Die Kopplung des Klimakompressors an die VKM verschiebt den COP in einen schlechteren Arbeitsbereich, sofern sich das Drehzahlband in dem jetzt gewählten Spektrum bewegt. Ziel sollte stets das COP-Maximum sein (vgl. Abbildung 4.10). Die ermittelten Kennfelder werden in der Simulation zur Ermittlung der Anlagenwirkungsgrade in Abhängigkeit von der Außentemperatur genutzt. Das volle Spektrum des Verdichters wird dabei nicht ausgeschöpft. Aufbauend auf dieser Tatsache ist der Vorteil der Trennung der KM von der VKM mittels separater EM, die zum Antrieb dient, betrachtet und mit Tagestemperaturwerten simuliert worden. Das System wird Prinzip E-Welle genannt. Hier wird mit einem durchschnittlichen COP von 1,65 bei variablen Kälteleistungen gerechnet (vgl. Abb. 4.9).

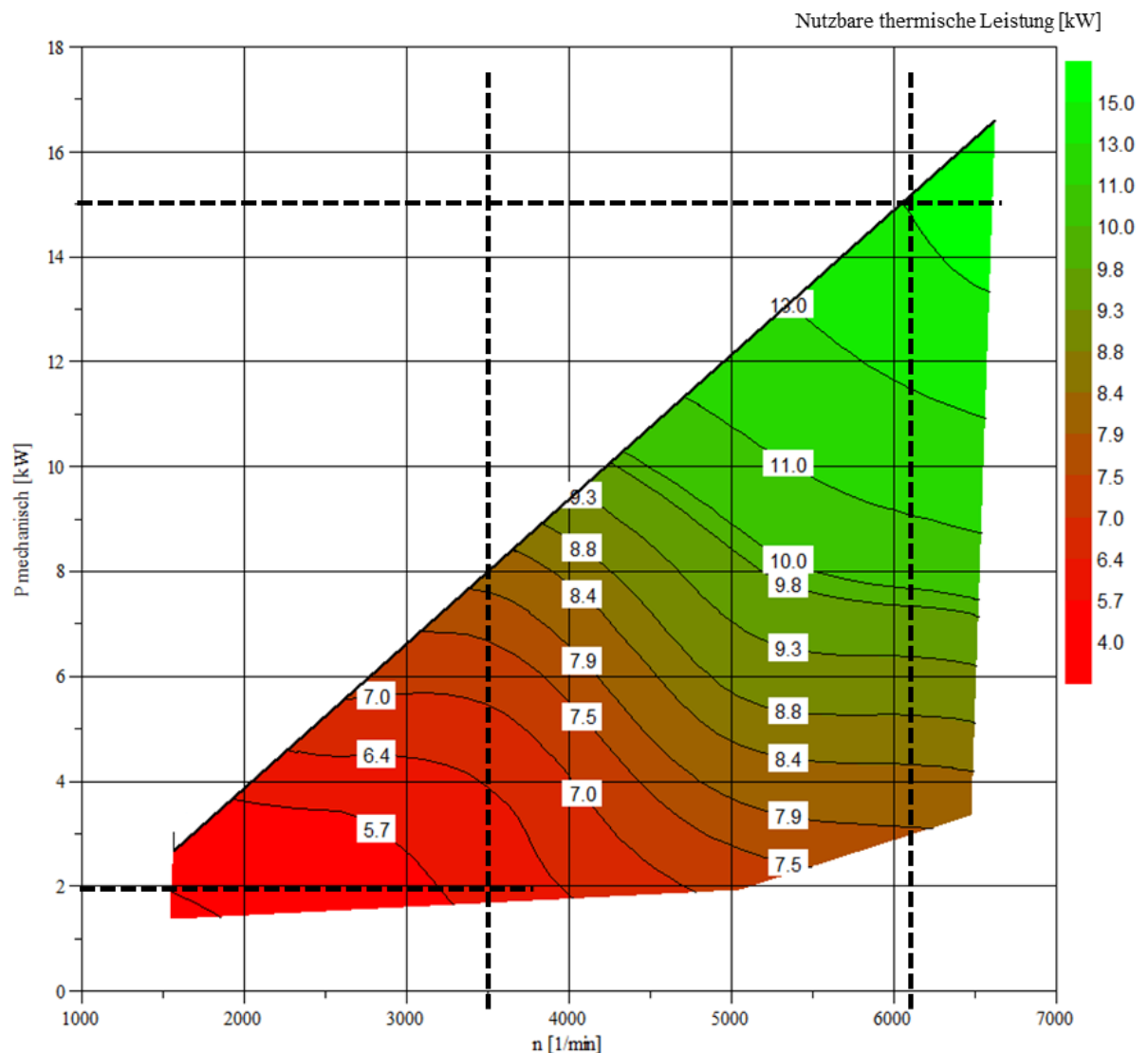
#### **4.4 Zusammenhänge die das mBHKW mit KKK beeinflussen**

Die VKM liefert neben der mechanischen Antriebsleistung in Form von Drehzahl und Drehmoment auch eine thermische Leistung als mBHKW. Diese Leistung ist mit dem Verbrauch an den effektiven Wirkungsgrad der VKM gekoppelt. Das Ziel des mBHKW mit KKK im BEV ist es, die Wärme- und Kühlbedarfe abzudecken und daher steht diese Anforderung im Vordergrund der Untersuchung. Die Stromerzeugung für die Traktionsbatterie ist in allen Betrachtungen sekundär. Es wird davon ausgegangen, dass die gesamte restliche mechanische Energie in elektrische Energie umgewandelt und in der Traktionsbatterie gespeichert werden kann. Die thermischen Bedarfe variieren und diese müssen durch das mBHKW+KKK individuell abgedeckt werden. Wenn ein Ein-Punktbetrieb mit der VKM als Betriebsstrategie Grundlage ist, führt dieses zur sog. Taktung der VKM. Das bedeutet, kurze Laufzeiten und häufiges Starten der VKM. Nachteil dieses Verhaltens ist, dass die VKM sich immer erst erwärmen muss, um in den stationären Betrieb zu gelangen. Der erhöhte Kraftstoffverbrauch in der Startphase verschlechtert den Wirkungsgrad. Dieses Verhalten wird im herkömmlichen BHKW-Betrieb vermieden, da es zu höheren Verbräuchen und einem stärkeren Verschleiß kommt. Anlagenwartungen müssen in kürzeren Intervallen erfolgen und die gesamte Standzeit (Betriebsdauer der Einheit) sinkt.

Ziel sollte eine stets angepasste thermische Leistung sein, damit zum einen die Laufzeit verlängert und somit der erhöhte Verbrauch in der Startphase und der geringere Wirkungsgrad nicht die Nutzungszeit dominiert. Zum anderen kann ebenfalls der Verschleiß mit dieser Taktik gesenkt wird. Soll diese Betriebsweise zum Einsatz kommen, muss das thermisch geregelte mBHKW mit KKK über eine Drehzahlsteuerung verfügen. Wie aus der Abbildung 4.11 zu entnehmen ist, kann diese im Bereich von 4 bis 15 kW thermisch liegen. Die an das mBHKW gekoppelte KM und EM können dann ebenfalls nur in diesem Betriebszeitfenster, je nach Drehzahl und thermischer Leistung, über die mechanische Kopplung dem System Energie in Form von Kälte und elektrischer Leistung in Form von Strom zum Laden der Batterie des BEV liefern.

Nachteil dieser Strategie ist, dass die Kälte- und elektrische Leistung bei Betrieb der VKM in Höhe der gewählten VKM-Drehzahl liegt. Die Betriebsstrategie für die KM ist demnach direkt von der thermischen Anforderung abhängig.





**Abbildung 4.11:** Darstellung der mechanischen und nutzbaren thermischen Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl der VKM HONDA SH300i im Versuchsaufbau

In Abbildung 4.11 wird das thermisch und mechanisch nutzbare Potential der in dieser Arbeit im Versuchsaufbau verwendeten VKM zusammengefasst. Das Potential reicht von 3500 1/min mit einer thermischen Leistung von 5,7 kW und einer mechanisch nutzbaren Leistung von 2,0 kW bis 15 kW bei 6100 1/min mit einer thermischen Leistung von 13,0 kW und einer mechanisch nutzbaren Leistung von maximal 15,0 kW. In diesem Drehzahlband liefert die VKM einen annähernd gleichbleibenden Wirkungsgrad von 31 %.

Der WÜT im Kühlwasserkreislauf nimmt die Wärme direkt an der VKM ab und überträgt diese auf das Kühlwasser. Damit das Motormanagement nicht in den Betriebszustand des Startprozesses umschaltet, muss die Kühlwassertemperatur auf einem Niveau gehalten werden.

Dieses wird beim HONDA SH300i durch ein thermisch geregeltes Ventil übernommen, das sich bei 80°C beginnt zu Öffnen und bei 95°C vollständig geöffnet ist. Im geschlossenen Zustand zirkuliert das Kühlwasser innerhalb der VKM und erwärmt durch das langsame Öffnen des Ventils den größeren Kühlwasserkreislauf. Durch diese Maßnahme wird die Kaltstartphase des Motors verkürzt und die Wärmeauskopplung aus dem Kühlwasser erfolgt Drehzahl- und Leistungsabhängig basierend auf dem VKM-Motormanagement. In der Startphase trägt die Wärmeauskopplung aus Abgas zunächst zur Wärmerückgewinnung und so zum schnellen Aufheizen bei. Diese Startphase liegt je nach Drehzahl zwischen einer und fünf Minuten.

### **Bewertung der Zusammenstellung der Teilkomponenten des Versuchsaufbaus**

Da in der BHKW-Anwendung nicht das volle Drehzahlspektrum der VKM und die damit verbundene thermische Leistung benötigt wird, kann der Verbrauchsbestpunkt in einem niedrigeren Drehzahlniveau festgelegt werden. Dieser Punkt liegt bei einem Drehmoment von  $M = 20 \text{ Nm}$  (vgl. Anhang V, Abbildung 7.5). Die Leistung des Honda-Motors liegt nach Herstellangaben bei 8500 1/min bei 20 kW. Die, aus dem zu Grunde gelegten PCU-Konzept geforderten 7 - 8 kW, können mit der untersuchten VKM bei 3750 1/min erreicht werden (vgl. Abbildung 4.6 und 4.7). Diese Drehzahl bildet somit den Richtwert für die weitere Auswahl der mBHKW-Komponenten, sowie für die Berechnung des Übersetzungsverhältnisses für den Antrieb. In Abbildung 4.2 ist zu erkennen, dass der Bestpunkt einen Drehzahlbereich von 2800 1/min bis 6000 1/min umfasst.

Für die Übersetzung der Drehzahlen für die EM und KM ist die Drehzahl des geringsten Verbrauchs die Grundlage. Die Drehzahl der EM ist  $n_{EM} = 3000 \text{ 1/min}$  und die der KM  $n_{KM} = 2000 \text{ 1/min}$  wurden bei Nenndrehzahl, bzw. nach Herstellerangaben im COP-Maximum festgelegt (vgl. Datenblatt SANDEN SD7B10, im Anhang VII, Abb. 7.10). Bei dieser Drehzahl liegt der Kraftstoffverbrauch des Motors mit 275 g/kWh im Bereich des kleinstmöglichen Verbrauchs.



#### 4.5 Gewählte Randbedingungen für die Simulation

Zusammenfassend ist für die Berechnung der theoretischen Bilanzen festzuhalten, dass diese ohne Verluste und unter Annahmen der Stoffdaten der Luft und des Kältekreislaufes ermittelt wurden. Des Weiteren wurden Annahmen über die Temperaturen und den geförderten Volumenstrom im Kolbenverdichter getroffen. Für die Bilanzen in der Luft wird von trockener Luft bei 20°C und einem konstanten Druck ausgegangen. Aufgrund dieser Annahme ist sowohl die Dichte der strömenden Luft für die Volumenstromberechnung, als auch die spezifische Wärmekapazität aus Tabellen des VDI Wärmeatlas [75] ermittelt worden.

**Tabelle 4.5:** Rahmenbedingungen der Klimatisierung von Fahrzeugen nach [25] S. 14ff

<b>Kenngröße</b>	<b>Fahrgastraum eines PKW</b>
Volumen	ca. 3 m <sup>3</sup>
Volumen pro Person	ca. 0,6 m <sup>3</sup> /Person
Betriebsweise	meistens instationär
Lufttemperatur	-25 – 80 °C
Oberflächentemperatur	-25 – 100 °C
Temperaturfeld	inhomogen
Strömungsfeld	inhomogen
Strahlungsfeld	inhomogen
direkte Sonneneinstrahlung	wenig Schutz vorhanden
Anströmgeschwindigkeit	<5 m/s
Abstand zum Fenster	ca. 0,2 m
Luftwechselrate	10 – 200 h <sup>-1</sup>

Um die thermischen Bedingungen in einem PKW zu simulieren, werden die Lüfter für den Verdampfer und Kondensator im Versuchsaufbau regelbar ausgelegt. Dieses ermöglicht unterschiedliche Luftmassenströme und somit unterschiedliche Leistungen der WÜT, um durch die variablen Luftgeschwindigkeiten der Gebläse des Fahrwindes auf die WÜT zu simulieren. Das Klima-Simulationsmodell wurde in MATLAB Simulink in Anlehnung an [37, 44, 62] erstellt. Der Fahrzeuginnenraum wird dabei als homogenes Luftvolumen mit diskreter Lufttemperaturverteilung und Wasserbeladung betrachtet.

Durch Wärmeströme (Konvektion, Transmission, langwellige Strahlung) erfolgt ein Temperatúraustausch zwischen Fahrzeug und Umwelt. Die thermische Masse des Innenraums ist in einem Massepunkt konzentriert. Daneben sind im Fahrgastraum Personen mit einer Wärmeabgabe und Wasserdampfabgabe nach DIN 1946-3 implementiert.

Die Heiz- und Kühl- bzw. Trocknungsleistung wird über eine Temperatur- und maximale Luftfeuchtevorgabe geregelt. Durch die Annahme einer homogenen Temperaturverteilung, kann der Einfluss eines unterschiedlichen Frischluftanteils im Kopf- und Fußbereich auf den Klimaleistungsbedarf nach [58] oder eine horizontale Temperaturschichtung (vgl. DIN 1946-3) nicht untersucht werden. Für die Simulation werden im Ein-Zonen Modell für das BEV folgende Parameter in Anlehnung an die technischen Daten des VW E-Golf (Kompktklasse) festgelegt (Tab. 4.6).

Dieses Fahrzeug wurde im Rahmen dieser Arbeit zur Ermittlung der Datengrundlage für die Simulation im IKME messtechnisch untersucht. Bei der Modellierung wurden folgende Annahmen und Vereinfachungen nach [43] getroffen und festgelegt:

**Tabelle 4.6:** Technische Daten für die Fahrgastinnenraumsimulation nach [44]

Technische Daten		
Fahrzeugmasse	$m$	1500 kg
Widerstandsfläche	$c_w * A$	0,59
	$f_r$	8 kg/t
Reibwiderstand	$F_{\text{Reib}}$	45 N
Masse Einbauten	$m_{\text{Einbauten}}$	300 kg
Scheibenfläche	$A_{\text{Scheiben}}$	4 m <sup>2</sup>
Karosseriefläche	$A_{\text{Karosserie}}$	7,3 m <sup>2</sup>
Innenraumvolumen	$V_{\text{Innen}}$	2,5 m <sup>3</sup>

Der Fahrgastraum wird als ein homogenes Luftvolumen mit einer einheitlichen Lufttemperatur betrachtet. Dieser wird von den Karosserieflächen Dach, Seitenwände, Spritzwand und Boden begrenzt, die ohne Innenverkleidung aus Blech bestehend betrachtet werden. Die Verglasungen (Verschiebungen) im BEV werden in Front-, Heck- sowie rechte und linke Seitenscheiben untergliedert.

Um einen Überblick über die unterschiedlichen Leistungsklassen zu geben, umfasst die Klimasimulation drei Fahrzeugklassen. Das Simulationsmodell beinhaltet die Punkte Heizen, Kühlen und Entfeuchten. In Tabelle 5.1 sind die Heiz- und Kühllasten für unterschiedliche Fahrzeugklassen im Außenluftbetrieb und im Umluftbetrieb aufsummiert dargestellt.

Der Hauptheizbereich liegt zwischen -20 bis 15 °C, der Hauptkühlbereich zwischen 15 bis 35 °C. Für den Vergleich zwischen mBHKW und Prinzip E-Welle und dem Einsatz einer Wärmepumpe, sowie der berücksichtigten Fahrzeugklassen werden folgende Randbedingungen aus den Kennfeldern festgelegt:

- Der Wirkungsgrad der DAM E-Maschinen mit 0,89 [-]
- Der Wirkungsgrad der Leistungselektronik mit 0,95 [-]
- Der Wirkungsgrad der Batterie mit 0,95 [-]
- Es findet eine vollständige Abnahme der erzeugten elektrischen Energie beim Laden durch die EM der Batterie statt
- Es findet eine vollständige Abnahme der mechanischen Energie statt
- Alle weiteren genutzten Leistungen und Wirkungsgrade werden aus den ermittelten Kennfeldern entnommen
- Die Batterie wird mit dem „Strommix Deutschland“ bei  $576 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  geladen
- Die elektrische Energiewandlung durch das mBHKW wird mit  $417 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  berechnet
- Der COP der Wärmepumpe zum Heizen oder Kühlen wird mit 3 [-] angenommen

## 5 Darstellung der Ergebnisse aus der Simulation

Im ersten Teil dieses Kapitels werden die im Laborversuch ermittelten Kennfelder der Verbrennungskraftmaschine, der Wärmeübertrager und Klimakreislauf dargestellt. Die Kennfelder und Einsatzbereiche der Anlagenteile in der KWK werden beurteilt.

Im zweiten Teil werden die Ergebnisse der Simulation für die Leistungsanforderungen der drei Fahrzeugklassen der auf Basis der im Labor ermittelten Kennfelder vorgestellt. In der Gegenüberstellung werden die Vor- und Nachteile der beiden Anlagenvarianten mBHKW+KKK und die des Alternativsystems Prinzip E-Welle in Bezug auf die Anlagenwirkungsgrade, CO<sub>2</sub>-Einsparungen und dem Reichweitenzuwachs im Um- und Außenluftbetrieb dargestellt und diskutiert.

Im dritten Teil werden die Ergebnisse der Simulation für den Mischluftbetrieb der drei Fahrzeugklassen auf Basis der im Labor ermittelten Kennfelder beurteilt. In der Gegenüberstellung werden die Vor- und Nachteile der beiden Anlagenvarianten mBHKW+KKK und das Alternativsystems Prinzip E-Welle In Bezug auf den Anlagenwirkungsgrad, die CO<sub>2</sub>-Einsparungen und dem Reichweitenzuwachs dargestellt und bewertet.

Im vierten Teil wird auf den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die zuvor ermittelten Ergebnisse eingegangen. Eine erneute Auswertung betrachtet auf Basis von lokalen Wetterdaten von Hannover die Wirkungsgradsteigerung des Prinzip E-Welle.

Um die Ergebnisse des Standortes Hannover auf die Bundesrepublik Deutschland zu übertragen ist eine Erweiterung der Temperaturdaten nötig. Der Einfluss der Klimadaten auf den Anlagenwirkungsgrad, die CO<sub>2</sub>-Einsparungen und den Reichweitenzuwachs, auf Basis der fünfzehn Klimazonen des DWD, wird im fünften und letzten Teil dieses Kapitels beurteilt. Auf Basis der DWD-Zonierung wird der Vergleich der Anlagenkonzepte wiederholt und so der zonenabhängige Anlagenwirkungsgrad, die zonenabhängige CO<sub>2</sub>-Einsparung und Reichweitenzuwachs im Vergleich zwischen mBHKW+KKK und dem Alternativsystem Prinzip E-Welle beurteilt.

### 5.1 Bewertung der ermittelten Kennfelder des mBHKW+KKK

Bei einer, in der Klimaautomatik fest eingestellten Innenraumtemperatur von 22 °C, variiert der Wirkungsgrad bei Heiz- und Kühlleistung je nach Betriebsart und Außentemperatur, (vgl. Anhang XII, Abbildung 7.17). Der betrachtete Außen-, Um-, und Mischluftbetrieb hat in den zu Grunde gelegten Fahrzeugklassen (Kleinstwagen, Kompakt-, und Mittelklasse) eine Leistungsvariation zur Folge. In Tabelle 5.1 werden die thermischen Anforderungen der für die Klimatisierung der drei Fahrzeugklassen inklusive Entfeuchtung dokumentiert. Die Werte für den Mischluftbetrieb werden aus dem Außen- und Umluftbetrieb generiert (vgl. Anhang XI, Tabelle 7.4).

**Tabelle 5.1:** Darstellung der thermischen Leistungsvariationen in den drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse im Außen- und Umluftbetrieb

Bedarfe [kW]	Außenluftbetrieb		Umluftbetrieb	
	Heizbedarf	Kühlbedarf	Heizbedarf	Kühlbedarf
Kleinstwagen	0,9 - 4,9	1,3 - 4,8	0,3 - 1,6	1,2 - 1,9
Kompaktklasse	1,0 - 7,2	2,0 - 6,7	0,4 - 2,6	1,8 - 3,0
Mittelklasse	1,3 - 9,1	2,9 - 9,1	0,6 - 3,4	2,4 - 4,4

Im Außenluftbetrieb liegt der Heizbedarf bei 0,9 bis 9,1 kW und der Kühlbedarf bei 1,3 bis 9,1 kW. Im Umluftbetrieb sinken die Anforderungen. Hier liegt die Heizleistung bei 0,3 bis 3,4 kW und die Kühlleistung bei 1,2 bis 4,4 kW. Der Arbeitsbereich des größten Wirkungsgrades der VKM HONDA SH300i liegt zwischen 3700 bis 6200 1/min (vgl. Abbildung 4.2). Wird das Drehzahlband des größten Wirkungsgrades von 32 % der VKM zugrunde gelegt, so ergibt sich ein variabler thermischer Leistungsbereich von 5,7 bis 13,0 kW und ein mechanischer Leistungsbereich von 2,0 bis 14,5 kW (vgl. Abbildung 4.4). Diese ermittelten Leistungsbereiche decken sich mit den Angaben von [42, 43, 80]).

### Bewertung der genutzten VKM im Versuchsaufbau

Die Auswertungen ergeben, dass die thermische Leistungsanforderung von 9,1 kW mit der im Versuchsaufbau genutzten VKM abgedeckt werden kann, bedeutet aber auch, dass diese für den kleinsten thermischen Leistungsbereich von 0,3 kW viel zu groß ist. Wird nun die Anforderung des Notfahrbetrieb „Limb-home“-Funktion vorausgesetzt, ist hierfür eine mechanische Leistung von 6,5 kW nötig, um eine Mindestleistung von 6 kW für den elektrischen Fahrbetrieb zu erhalten. Aus dieser Mindestleistungsanforderung ergibt sich ein thermischer Leistungsbereich von 5,7 bis 9,3 kW. Um dem zu großen thermischen Leistungsbereich zu begegnen, ergeben sich zwei mögliche Lösungsstrategien. Zum einen kann die Drehzahl der VKM auf ein Minimum, der Leerlaufdrehzahl, gesenkt werden. Dies hat eine Verschiebung der Wirkungsgrade der VKM und der WÜT für das Abgas und Kühlwasser zur Folge. Zum anderen kann die VKM auf die kleinste Drehzahl im Wirkungsgrad-Maximum gesenkt werden, wodurch sich ebenfalls die Wirkungsgrade der WÜT verschieben, so dass dann nur die benötigte Wärme abgenommen wird und der Rest der nicht genutzten thermischen Energie als Verlust an die Umgebung abgegeben werden muss. Im Umluftbetrieb ist thermische Heizleistung der untersuchten VKM-WÜT Kombination zu groß.

### Bewertung des genutzten Klimakompressors im Versuchsaufbau

Der Bereich des Taumelscheibenverdichters mit der größten Kälteleistung von 1,7 kW SD7B10 liegt zwischen 690 bis 1400 1/min, der COP liegt im Bereich von 1,0 bis 2,0 [-]. Der benötigte Kälteleistungsbereich im Außenluftbetrieb liegt bei 1,3 bis 9,1 kW und im Umluftbetrieb bei 1,2 bis 4,4 kW. Wird hier vom COP-Maximum von 2,0 [-] ausgegangen, so ergibt sich eine Kälteleistung von 1,9 kW bei einer Drehzahl von 800 1/min. Die benötigte mechanische Antriebsleistung liegt dann bei 1,0 kW. Wird eine geringere Kälteleistung benötigt, kann die Drehzahl theoretisch verringert werden. So ist der Leistungsbereich von 0,8 bis 1,7 kW bei einem COP von 2,0 [-] abgedeckt.

Die Nutzung des Klimakompressors direkt an der VKM führt dazu, dass bei hohen VKM-Drehzahlen oder bei geringer Kühlanforderung es zu Not-Abschaltungen im Klimakreis aufgrund zu hoher Kältemitteldrücke kommt.

### 5.2 Thermische Leistungsanforderungen im Um- und Außenluftbetrieb

In der Gegenüberstellung in Tabelle 5.2 sind die aufsummierten thermischen Anforderungen aus den ermittelten Kennfeldern, basierend auf den physikalischen Bedingungen der drei Fahrzeugklassen für die Außentemperaturen von -20 bis 35 °C tabelliert.

**Tabelle 5.2:** Zusammenfassung der thermischen Leistungsanforderungen für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von den Betriebsvarianten Außenluft- und Umluftbetrieb bei einer vorgegebenen Innenraumtemperatur von 22 °C.

Außentemperatur	Leistungsanforderungen					
	Umluftbetrieb			Außenluftbetrieb		
	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
<b>-20</b>	1,6	2,6	3,4	4,9	7,2	9,1
<b>-15</b>	1,4	2,2	2,9	4,3	5,6	7,0
<b>-10</b>	1,3	1,9	2,4	3,7	4,8	5,2
<b>-5</b>	1,1	1,7	2,0	3,1	4,2	4,4
<b>0</b>	0,9	1,4	1,7	2,5	3,4	3,6
<b>5</b>	0,7	1,0	1,3	2,0	2,5	2,8
<b>10</b>	0,5	0,7	0,9	1,4	1,8	2,0
<b>15</b>	0,3	0,4	0,6	0,9	1,0	1,3
<b>20</b>	1,2	1,8	2,4	1,3	2,0	2,9
<b>25</b>	1,4	2,1	3,5	2,1	3,4	4,4
<b>30</b>	1,7	2,6	3,7	3,6	5,2	6,7
<b>35</b>	1,9	3,0	4,4	4,8	6,8	9,1
<b>Ø</b>	<b>1,2</b>	<b>1,8</b>	<b>2,4</b>	<b>2,9</b>	<b>4,0</b>	<b>4,9</b>

Bei Betrachtung der drei Fahrzeugklassen wird bei der Skalierung vom Kleinstwagen zur Mittelklasse die thermische Bandbreite deutlich. Beim Vergleich des Um- und Außenluftbetriebes ergeben sich Leistungsvarianzen in den Fahrzeugklassen und im

Bezug zum gewählten Lüftungskonzept. Die benötigte thermische Heiz- bzw. Kühlleistung verdoppelt sich vom Um- zum Außenluftbetrieb. In den folgenden Auswertungen wird der Um- und Außenluftbetrieb separat betrachtet, um den direkten Vergleich von mBHKW+KKK mit dem alternativen System Prinzip E-Welle analysieren zu können.

### 5.2.1 Vergleich der Anlagenwirkungsgrade bei Um- und Außenluftbetrieb

Die Berechnung des Anlagenwirkungsgrades wird mit Hilfe der Einordnung der Einzelwirkungsgrade in Bezug zur benötigten thermischen Leistung und basierend auf der variierten Umgebungstemperatur ermittelt. Der Vergleich von mBHKW+KKK und Prinzip E-Welle ist in Tabelle 5.3 aufgelistet.

**Tabelle 5.3:** Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur bei Umluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Umluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen [%]	Kompaktklasse [%]	Mittelklasse [%]	Kleinstwagen [%]	Kompaktklasse [%]	Mittelklasse [%]
<b>-20</b>	49,4	66,5	80,2	52,2	69,3	83,0
<b>-15</b>	46,0	59,7	70,8	48,8	62,5	73,6
<b>-10</b>	43,4	54,5	63,1	46,3	57,4	65,9
<b>-5</b>	40,0	50,3	56,3	42,9	53,1	59,1
<b>0</b>	36,6	45,2	50,3	39,4	48,0	53,1
<b>5</b>	33,2	39,2	44,3	36,0	42,0	47,1
<b>10</b>	64,6	66,6	68,3	64,5	66,4	68,1
<b>15</b>	63,0	64,0	65,3	62,8	63,9	65,2
<b>20</b>	56,9	53,0	61,1	61,7	62,8	65,2
<b>25</b>	50,6	47,2	59,9	60,5	60,5	60,5
<b>30</b>	42,5	41,9	42,5	60,5	60,5	60,5
<b>35</b>	47,4	46,3	49,3	60,5	60,5	60,5
<b>Ø</b>	<b>47,8</b>	<b>52,9</b>	<b>59,3</b>	<b>53,0</b>	<b>58,9</b>	<b>63,5</b>

Im Umluftbetrieb wird bei den Kleinstwagen ein Wirkungsgradvorteil bei dem Prinzip E-Welle von durchschnittlich 5,2 % erreicht. In der Kompaktklasse wird ein Wirkungsgradvorteil von durchschnittlich 6,0 % erreicht und in der Mittelklasse kann ein durchschnittlicher Wirkungsgradvorteil von 4,2 % ermittelt werden. Die Varianz der Wirkungsgrade bei der Mittelklasse in Bezug auf die Außentemperatur variiert maximal um bis zu 35 %. In Tabelle 5.4 wird diese Auswertung entsprechend für den Außenluftbetrieb durchgeführt.

**Tabelle 5.4:** Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur bei Außenluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Außenluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
<b>-20</b>	55,2	59,9	68,8	57,0	63,4	72,3
<b>-15</b>	50,3	52,8	59,0	52,2	56,2	62,5
<b>-10</b>	68,4	49,2	51,0	72,6	52,7	54,4
<b>-5</b>	75,4	49,2	51,4	78,2	51,1	53,3
<b>0</b>	65,4	65,8	68,2	68,2	69,0	71,3
<b>5</b>	56,5	65,4	69,8	59,3	68,2	72,6
<b>10</b>	72,8	76,1	77,8	72,7	76,0	77,7
<b>15</b>	76,1	77,7	80,0	67,7	69,3	71,6
<b>20</b>	52,0	47,8	48,9	64,0	64,9	66,0
<b>25</b>	50,6	56,3	56,3	60,5	60,5	60,5
<b>30</b>	42,5	42,5	42,5	60,5	60,5	60,5
<b>35</b>	46,3	54,5	54,5	60,5	60,5	60,5
<b>Ø</b>	<b>59,3</b>	<b>58,1</b>	<b>60,7</b>	<b>64,4</b>	<b>62,7</b>	<b>65,2</b>

Im Außenluftbetrieb wird bei den Kleinstwagen ein Wirkungsgradvorteil bei dem Prinzip E-Welle von durchschnittlich 5,1 % erreicht. Bei der Kompaktklasse ein Wirkungsgradvorteil von durchschnittlich 4,6 % und bei der Mittelklasse kann ein durchschnittlicher Wirkungsgradvorteil von 4,5 % ermittelt werden. Die Varianz der Wirkungsgrade bei der Mittelklasse in Bezug auf die Außentemperatur variiert um bis zu 37 %.

Der Anlagenwirkungsgrad steigt bei Umstellung von mBHKW+KKK auf das Prinzip E-Welle, sowohl im Um- als auch im Außenluftbetrieb um durchschnittlich 4 bis 5 %.

### 5.2.2 Vergleich der CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Um- und Außenluftbetrieb

Die Berechnung der CO<sub>2</sub>-Einsparung wird in Bezug auf den „Strommix Deutschland“ und basierend auf der Umgebungstemperatur ermittelt. Hierzu werden die eingesparten CO<sub>2</sub>-Emissionen durch die Nutzung der KWK und der gleichzeitigen Stromerzeugung betrachtet. Je größer die thermischen Anforderungen an die KWK sind, umso größer ist das Einsparpotential.

**Tabelle 5.5:** Vergleich der CO<sub>2</sub>-Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur im Umluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Umluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kompaktklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Mittelklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kleinstwagen $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kompaktklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Mittelklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$
-20	639	798	925	595	754	881
-15	607	734	837	563	691	794
-10	583	686	766	539	643	722
-5	551	647	702	508	603	659
0	519	599	647	476	555	603
5	488	543	591	444	500	547
10	459	495	527	420	457	489
15	429	448	472	390	409	433
20	575	693	810	481	556	699
25	607	719	942	471	556	831
30	651	792	977	462	598	788
35	686	861	1084	513	668	914
Ø	<b>566</b>	<b>668</b>	<b>773</b>	<b>489</b>	<b>583</b>	<b>697</b>

**Tabelle 5.6:** Vergleich der CO<sub>2</sub>-Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur beim Außenluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Außenluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kompaktklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Mittelklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kleinstwagen $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Kompaktklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$	Mittelklasse $\left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}\right]$
-20	2218	3312	3623	2055	3067	3377
-15	2125	3064	3281	1962	2819	3036
-10	1290	2940	3002	1211	2695	2757
-5	880	2104	2146	837	1941	1983
0	787	1155	1186	744	1085	1116
5	705	787	829	661	744	785
10	612	674	705	573	635	666
15	519	550	591	461	492	533
20	622	742	901	496	584	744
25	717	922	1083	581	811	972
30	955	1203	1444	765	1014	1254
35	1149	1459	1831	956	1318	1690
Ø	<b>1048</b>	<b>1576</b>	<b>1718</b>	<b>942</b>	<b>1434</b>	<b>1576</b>



Es wird kein CO<sub>2</sub>-Emissionsvorteil durch den Einsatz des Prinzip E-Welle im Umluftbetrieb oder Außenluftbetrieb erzielt. Im Umluftbetrieb wird bei Nutzung des Prinzip E-Welle bei den Kleinstwagen und in der Kompaktklasse ein CO<sub>2</sub>-Nachteil von -13 % ermittelt. Bei der Mittelklasse liegt dieser Nachteil bei -10 %. Dieses ist damit zu begründen, dass beim Prinzip E-Welle keine Kraft-Kälte-Kopplung vorliegt, sondern die Antriebsenergie für den Klimakompressor durch die Batterie gespeiste E-Maschine angetrieben wird. In Tabelle 5.6 wird diese Auswertung entsprechend für den Außenluftbetrieb durchgeführt. Im Umluftbetrieb wird bei den Kleinstwagen ein CO<sub>2</sub>-Nachteil von -10 % und in der Kompaktklasse von -9 % bei Nutzung des Prinzip E-Welle ermittelt. In der Mittelklasse liegt dieser Wert bei -8 %. Im Vergleich zum Umluftbetrieb liegt hier die Verbesserung bei den größeren thermischen Anforderungen und somit in der besseren thermischen Ausnutzung begründet. Im Vergleich mBHKW+KKK mit Prinzip E-Welle sind im Um- und Außenluftbetrieb CO<sub>2</sub>-Einsparungen von durchschnittlich 35 % erfasst. Die Begründung hierfür ist wiederum die nicht vorhandene KKK beim Prinzip E-Welle.

### 5.2.3 Vergleich der Reichweitenzuwächse bei Um- und Außenluftbetrieb

Die ermittelten Reichweitenzuwächse werden aus der eingespeisten elektrischen Energie in die Traktionsbatterie berechnet. Da beim Prinzip E-Welle diese eingespeiste elektrische Energie durch den Einsatz einer zusätzlichen elektrischen Antriebsmaschine für den Klimakompressor geringer ist, wirkt sich dieses negativ auf die Reichweite aus.

**Tabelle 5.7:** Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie im Umluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Umluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]
<b>-20</b>	278	352	411	278	352	411
<b>-15</b>	263	322	370	263	322	370
<b>-10</b>	252	300	337	252	300	337
<b>-5</b>	237	282	307	237	282	307
<b>0</b>	222	259	282	222	259	282
<b>5</b>	207	233	256	207	233	256
<b>10</b>	194	211	226	167	169	172
<b>15</b>	180	189	200	163	165	167
<b>20</b>	248	303	358	112	86	69
<b>25</b>	263	315	419	94	62	<b>-3</b>
<b>30</b>	284	349	435	82	41	<b>-13</b>
<b>35</b>	300	382	485	71	20	<b>-44</b>
<b>Ø</b>	<b>244</b>	<b>291</b>	<b>341</b>	<b>179</b>	<b>191</b>	<b>193</b>

Es wird kein zusätzlicher Reichweitenzuwachs durch den Einsatz des Prinzip E-Welle im Umluftbetrieb erzielt. An dieser Auswertung zeigt sich, wie groß der Einfluss einer thermischen Last auf die Reichweite ist. Bei Nutzung des Klimakompressors beim Prinzip E-Welle steigt die erforderliche thermische Kühlleistung und dadurch sinkt die Reichweite. Ab einer Außentemperatur von 25 °C muss zusätzlich Energie zum Kühlen aus der Traktionsbatterie genutzt werden um die Kühlbedarfe zu decken. Die Folge ist ein Reichweitenverlust. Sehr deutlich wird dieser Reichweitenverlust in der Mittelklasse ab einer Außentemperatur von 25 °C. Die Reichweite eines BEV kann durch Einsatz des mBHKW+KKK auf durchschnittlich 290 km erhöht und somit fast verdoppelt werden. In Tabelle 5.8 wird diese Auswertung entsprechend für den Außenluftbetrieb durchgeführt.

**Tabelle 5.8:** Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie im Außenluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Außenluftbetrieb					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]
<b>-20</b>	959	1432	1576	959	1432	1576
<b>-15</b>	916	1316	1417	916	1316	1417
<b>-10</b>	565	1258	1287	565	1258	1287
<b>-5</b>	390	906	926	390	906	926
<b>0</b>	347	506	521	347	506	521
<b>5</b>	309	347	366	309	347	366
<b>10</b>	265	294	309	179	185	187
<b>15</b>	222	236	256	171	174	177
<b>20</b>	270	326	400	115	86	48
<b>25</b>	315	409	485	62	3	<b>-44</b>
<b>30</b>	425	541	653	<b>-7</b>	<b>-79</b>	<b>-149</b>
<b>35</b>	516	660	833	<b>-63</b>	<b>-154</b>	<b>-262</b>
<b>Ø</b>	<b>458,2</b>	<b>686</b>	<b>752</b>	<b>329</b>	<b>498</b>	<b>504</b>

Es wird wiederum kein zusätzlicher Reichweitenzuwachs durch den Einsatz des Prinzip E-Welle im Außenluftbetrieb erzielt. Die Reichweite des BEV wird bei hohen Außentemperaturen halbiert. Die zuvor in Tabelle 5.7 beschriebenen Erkenntnisse können hier ebenfalls angewendet werden. Noch deutlicher wird der Einfluss der zusätzlichen elektrischen Last durch den elektrisch betriebenen Klimakompressor in den drei Fahrzeugklassen. In der Mittelklasse wird die Reichweite ab einer Außentemperatur von 25 °C und bei den Kleinstwagen und in der Kompaktklasse ab 30 °C negativ beeinflusst, was bedeutet, dass das mBHKW keine zusätzliche Reichweite bereitstellen kann. Umgekehrt ist auch erkennbar, welche Reichweitenzuwächse das System in den drei Fahrzeugklassen bietet. Mit durchschnittlich 630 km kann die Reichweite eines BEV durch Einsatz eines mBHKW mit KKK mehr als verdoppelt werden.

### 5.3 Mischluftbetrieb

Durch den Einsatz einer Klimaanlage sind verschiedene Lüftungsvarianten möglich. Die Betrachtung des Mischluftbetriebes ist erforderlich, da dieses eine sehr häufig genutzte Variante der Klimaanlage darstellt. In den folgenden Auswertungen wird daher ausschließlich der Mischluftbetrieb betrachtet.

#### 5.3.1 Vergleich des Anlagenwirkungsgrades bei Mischluftbetrieb

**Tabelle 5.9:** Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur von mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Mischluft					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen [%]	Kompaktklasse [%]	Mittelklasse [%]	Kleinstwagen [%]	Kompaktklasse [%]	Mittelklasse [%]
-20	52,3	63,2	74,5	54,6	66,3	77,6
-15	48,2	56,2	64,9	50,5	59,4	68,0
-10	55,9	51,9	57,0	59,4	55,0	60,2
-5	57,7	49,8	53,8	60,5	52,1	56,2
0	51,0	55,5	59,2	53,8	58,5	62,2
5	44,9	52,3	57,1	47,7	55,1	59,9
10	68,7	71,3	73,0	68,6	71,2	72,9
15	69,5	70,9	72,6	65,3	66,6	68,4
20	54,4	50,4	55,0	62,8	63,9	65,6
25	50,6	51,8	58,1	60,5	60,5	60,5
30	42,5	42,2	42,5	60,5	60,5	60,5
35	46,8	50,4	51,9	60,5	60,5	60,5
Ø	53,5	55,5	60,0	58,7	60,8	64,4

Im Mischluftbetrieb wird bei den Kleinstwagen ein durchschnittlicher Wirkungsgradvorteil bei dem Prinzip E-Welle von 5,2 % erreicht, in der Kompaktklasse kann ebenfalls ein Wirkungsgradvorteil von 5,3 % erreicht werden und in der Mittelklasse kann ein durchschnittlicher Wirkungsgradvorteil von 4,4 % ermittelt werden. Die Varianz der Wirkungsgrade innerhalb eines Fahrzeugtyps in Bezug auf die Außentemperatur variiert um bis zu 20 %.

### 5.3.2 Vergleich der CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Mischluftbetrieb

Die Berechnung der CO<sub>2</sub>-Einsparung wird in Bezug auf den „Strommix Deutschland“ und basierend auf der Umgebungstemperatur ermittelt. Hierzu werden die eingesparten CO<sub>2</sub>-Emissionen durch die Nutzung der KWK und der gleichzeitigen Stromerzeugung betrachtet. Je größer die thermischen Anforderungen an die KWK sind, umso größer ist das Einsparpotential.

**Tabelle 5.10:** Vergleich der CO<sub>2</sub>-Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur zwischen mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Mischluft					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse	Kleinstwagen	Kompaktklasse	Mittelklasse
	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$	$\left[ \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}} \right]$
<b>-20</b>	1428	2055	2274	1325	1910	2129
<b>-15</b>	1367	1899	2059	1263	1755	1915
<b>-10</b>	937	1813	1884	875	1669	1739
<b>-5</b>	716	1375	1424	672	1272	1321
<b>0</b>	653	877	916	610	820	860
<b>5</b>	596	665	710	553	622	666
<b>10</b>	535	584	616	497	546	577
<b>15</b>	474	499	531	426	451	483
<b>20</b>	599	717	856	488	570	721
<b>25</b>	662	820	1013	526	683	901
<b>30</b>	803	997	1210	614	806	1021
<b>35</b>	918	1160	1457	735	993	1302
<b>Ø</b>	<b>807</b>	<b>1122</b>	<b>1246</b>	<b>715</b>	<b>1008</b>	<b>1136</b>

Es wird kein CO<sub>2</sub>- Emissionsvorteil durch den Einsatz des Prinzip E-Welle im Außenluftbetrieb erzielt. Im Umluftbetrieb wird bei den Kleinstwagen ein CO<sub>2</sub>-Nachteil von -11 % und in der Kompaktklasse von -10 % bei Nutzung des Prinzip E-Welle ermittelt. In der Mittelklasse liegt dieser Wert bei -9 %. Dieses ist, wie bereits in Kapitel 5.2 ausgeführt, damit zu begründen, dass beim Prinzip E-Welle keine KKK vorliegt, sondern die Antriebsenergie für den Klimakompressor von einer durch die Batterie gespeiste E-Maschine angetrieben wird.

### 5.3.3 Vergleich der Reichweitenzuwächse im Mischluftbetrieb

Die ermittelten Reichweitenzuwächse werden aus der eingespeisten elektrischen Energie in die Traktionsbatterie berechnet. Da beim Prinzip E-Welle diese eingespeiste elektrische Energie durch den Einsatz einer zusätzlichen elektrischen Antriebsmaschine für den Klimakompressor geringer ist, wirkt sich dies auch negativ auf die Reichweite aus.

**Tabelle 5.11:** Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie zwischen mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb

Außentemperatur [°C]	Mischluft					
	mBHKW+KKK			Prinzip E-Welle		
	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]	Kleinstwagen [km]	Kompaktklasse [km]	Mittelklasse [km]
<b>-20</b>	619	892	994	619	892	994
<b>-15</b>	590	819	894	590	819	894
<b>-10</b>	409	779	812	409	779	812
<b>-5</b>	314	594	617	314	594	617
<b>0</b>	285	383	401	285	383	401
<b>5</b>	258	290	311	258	290	311
<b>10</b>	230	253	267	173	177	180
<b>15</b>	201	213	228	167	169	172
<b>20</b>	259	314	379	114	86	58
<b>25</b>	289	362	452	78	32	<b>-24</b>
<b>30</b>	354	445	544	37	<b>-19</b>	<b>-81</b>
<b>35</b>	408	521	659	4	<b>-67</b>	<b>-153</b>
<b>Ø</b>	<b>351</b>	<b>489</b>	<b>547</b>	<b>254</b>	<b>345</b>	<b>348</b>

Es wird kein zusätzlicher Reichweitenzuwachs durch den Einsatz des Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb erzielt. Im Gegenteil, die Reichweite des BEV wird sogar reduziert. Ab einer Außentemperatur von 25 °C muss Energie aus der Traktionsbatterie zusätzlich genutzt werden, um die elektrischen Bedarfe der zur Kühlung eingesetzten elektrischen Antriebsmaschine, zu decken. Die Folge ist ein Reichweitenverlust. Umgekehrt ist wieder erkennbar, welche Reichweitenzuwächse das System in den drei Fahrzeugklassen mit durchschnittlich 460 km erreichen kann.

#### **5.4 Anlagenwirkungsgradsteigerung durch das Prinzip E-Welle**

Die These, dass eine Änderung der KKK zum Prinzip E-Welle in der Anwendung unter den lokalen thermischen Umgebungsbedingungen am Standort Hannover zu einer Steigerung des Anlagenwirkungsgrad führt, soll geprüft werden.

Die Auswertung in Abbildung 5.1 zeigt die Varianz des Wirkungsgradvorteils in Abhängigkeit von der örtlichen durchschnittlichen Außentemperatur über dem Kalenderjahr. In der Auswertung werden kumulierte Tagestemperaturwerte der letzten fünf Jahre von einer lokalen Wetterstation in Hannover [27] genutzt.

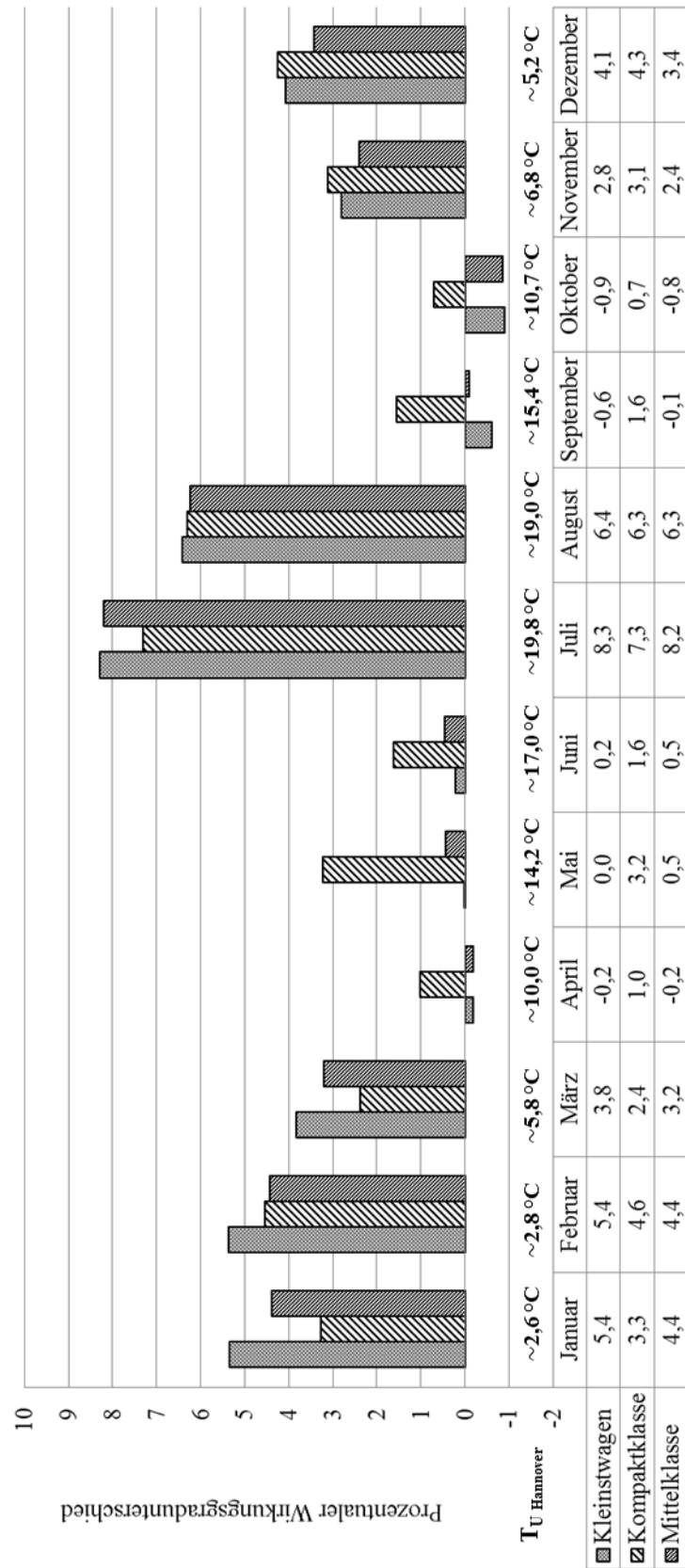
Der ermittelte Vorteil des Anlagenwirkungsgrades des Prinzip E-Welle gegenüber dem mBHKW+KKK von Hannover (2012-2016), im Mischluftbetrieb der drei Fahrzeugklassen beträgt durchschnittlich 3,0 %.

Die Auswertung in Abbildung 5.1 zeigt, dass ein Wirkungsgradvorteil bei Kleinstwagen von 2,9 %, in der Kompaktklasse von 3,3 % und in der Mittelklasse von 2,7 % erreicht werden kann.

Im Zeitraum November bis März konnte ein durchschnittlicher Wirkungsgradvorteil von 3,8 % erreicht werden. In den Sommermonaten Juli und August steigt dieser Wert auf durchschnittlich 7,1 % an. In den Übergangszeiten sinkt der Wert dann auf 2,2 % bzw. im September und Oktober auf 0,0 %.

Da es im Betrachtungszeitraum von fünf Jahren zu großen Schwankungen in den Temperaturdaten derselben Jahreszeit am Standort Hannover kommt, müssen noch weitere Jahre ausgewertet werden, um eine Aussage für die Varianz der Anlagenwirkungsgrade in Abhängigkeit jahreszeitlicher Temperaturschwankungen zu erhalten.

Vergleich mBHKW/E-Welle in den drei Fahrzeugklassen  
im Mischluftbetrieb am Standort Hannover



**Abbildung 5.1:** Vergleich des Wirkungsgradvorteils der Nutzung Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb am Standort Hannover der drei Fahrzeugklassen Betrachtungszeitraum (2012-2016)

## Zusammenfassung der durchschnittlichen Ergebnisse

**Tabelle 5.12:** Übersicht der durchschnittlichen Ergebnisse von Reichweitengewinn, Wirkungsgrad und CO<sub>2</sub>-Einsparung bei den untersuchten Range Extender Konzepten beim betrachteten Temperaturintervall von -20°C -bis + 35°C

	mBHKW+KKK	Prinzip E-Welle	Wärmepumpe
Ø Reichweitengewinn [km]			
Kleinstwagen	+ 351	+ 254	+ 179
Kompaktklasse	+ 489	+ 345	+ 261
Mittelklasse	+ 547	+ 348	+ 343
Ø Anlagen-Wirkungsgrade im Mischluftbetrieb [%]			
Kleinstwagen	54	59	---
Kompaktklasse	56	61	---
Mittelklasse	60	64	---
Ø CO <sub>2</sub> - Einsparung [ $\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ ]			
Kleinstwagen	807	715	1398
Kompaktklasse	1122	1008	2030
Mittelklasse	1246	1136	2674

Die thermischen Anforderungen in einem BEV sind von den Außentemperaturen abhängig. Um eine realistische Einschätzung der erreichbaren Anlagenwirkungsgrade, CO<sub>2</sub>-Emissionen und zusätzlichen Reichweiten zu erhalten, ist daher zusammenfassend eine örtliche Betrachtung der thermischen Bedarfe in Abhängigkeit der Außentemperatur nötig. Als Grundlage zur Beurteilung dieser Daten dient die reale lokale thermische Anforderung und Ausnutzung im modulierten KWK Betrieb. Hierzu ist es erforderlich, Tagestemperaturwerte als Grundlage für die Klimasimulation des mBHKW+KKK zu nutzen. Soll diese Auswertung für die komplette Bundesrepublik durchgeführt werden, um eine flächendeckende Betrachtung zu erhalten, müssen 183 Wetterstationen des DWD auf Basis von Tagestemperaturwerten einzeln ausgewertet werden. Eine alternative Betrachtung dieser Verteilung ist die Auswertung mit Hilfe der fünfzehn Klimazonen des DWD [11, 12].

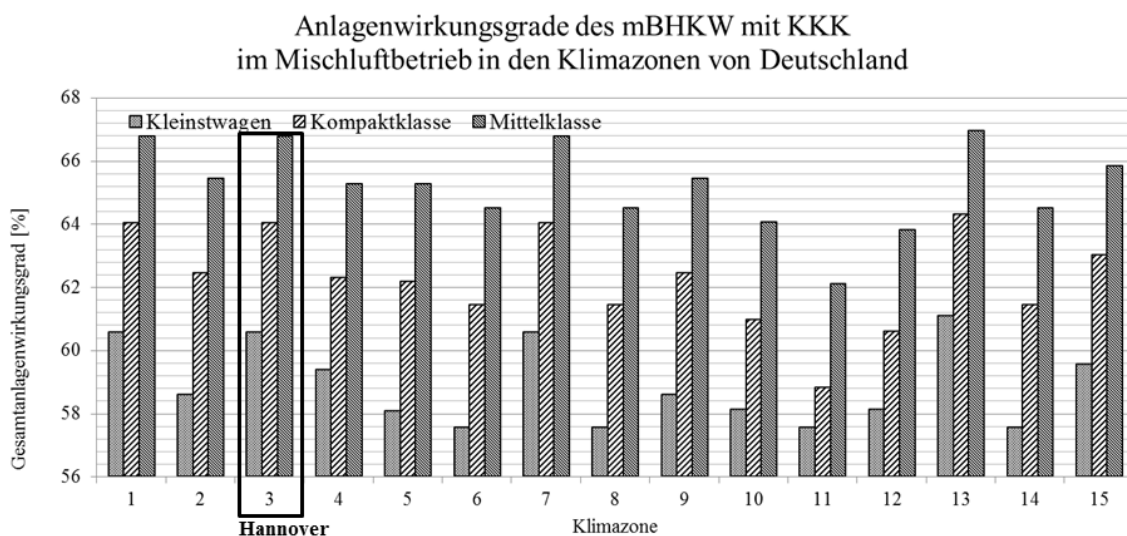
Der DWD teilt Deutschland für die Belange der Heiz- und Raumlufthtechnik in fünfzehn Klimazonen ein (vgl. DIN 4710:2003-01, Abbildung 3.16). Diese Klimazonen repräsentieren alle Orte der Bundesrepublik Deutschland. Mit Hilfe der auf diese Klimazonen bezogenen Wetterdaten, werden die folgenden Auswertungen durchgeführt. Die Berechnungen der Simulation erfolgen im Mischluftbetrieb und werden auf Basis von Tagestemperaturwerten mit Hilfe der DWD-Daten erstellt.



## 5.5 Auswertung bei Betrachtung der Klimazonen

Die folgenden Auswertungen dieser Arbeit sollen einen Überblick der Anlagenwirkungsgrade, CO<sub>2</sub>-Emissionen und den zusätzlichen Reichweiten der drei Fahrzeugklassen auf Basis der fünfzehn Klimazonen zugeordneten Temperaturwerte liefern. Hannover ist der Klimazone 3 zugeordnet, Clausthal der Klimazone 8.

### 5.5.1 Anlagenwirkungsgrad beim mBHKW+KKK



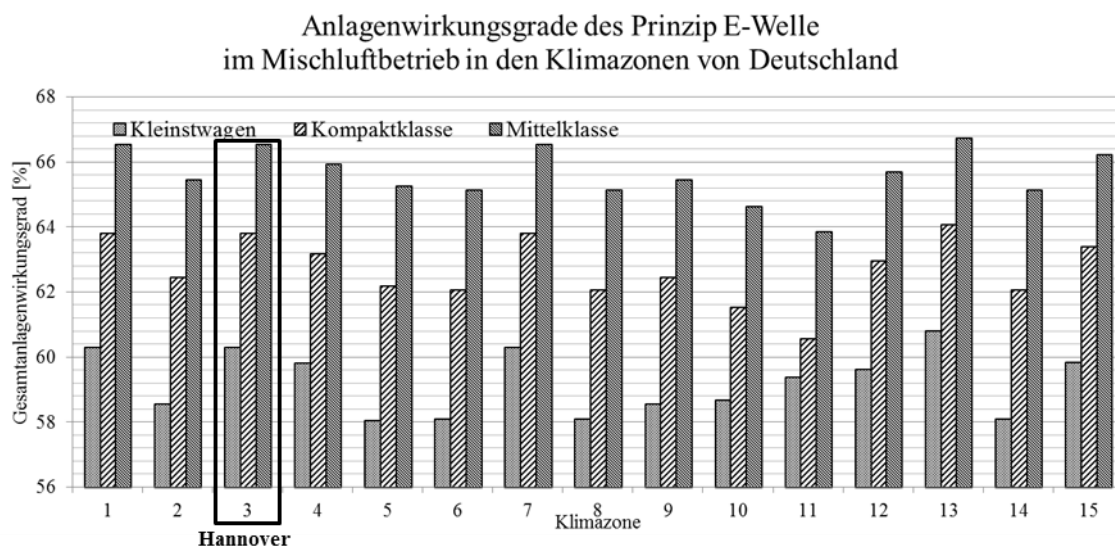
**Abbildung 5.2:** Anlagenwirkungsgrade bei Betrieb des mBHKW+KKK der drei Fahrzeugklassen im Mischluftbetrieb der Klimazonen von Deutschland

Der Anlagenwirkungsgrad in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Mittel bei 58,9% und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen in Deutschland im Bereich von 57,6 % bis 61,1 %, das entspricht einem Differenzwert von 3,5 %.

Der Anlagenwirkungsgrad in der Kompaktklasse liegt im Mittel bei 62,2 % und bewegt sich bei Betrachtung der fünfzehn Klimazonen in Deutschland im Bereich von 58,8 % bis 64,3 %, das entspricht einem Differenzwert von 5,5 %.

Der Anlagenwirkungsgrad in der Mittelklasse liegt im Mittel bei 65,2 % und bewegt sich bei Betrachtung der fünfzehn Klimazonen in Deutschland im Bereich von 62,1 % bis 67,0 %, das entspricht einem Differenzwert von 4,8 %.

### 5.5.2 Anlagenwirkungsgrad beim Prinzip E-Welle



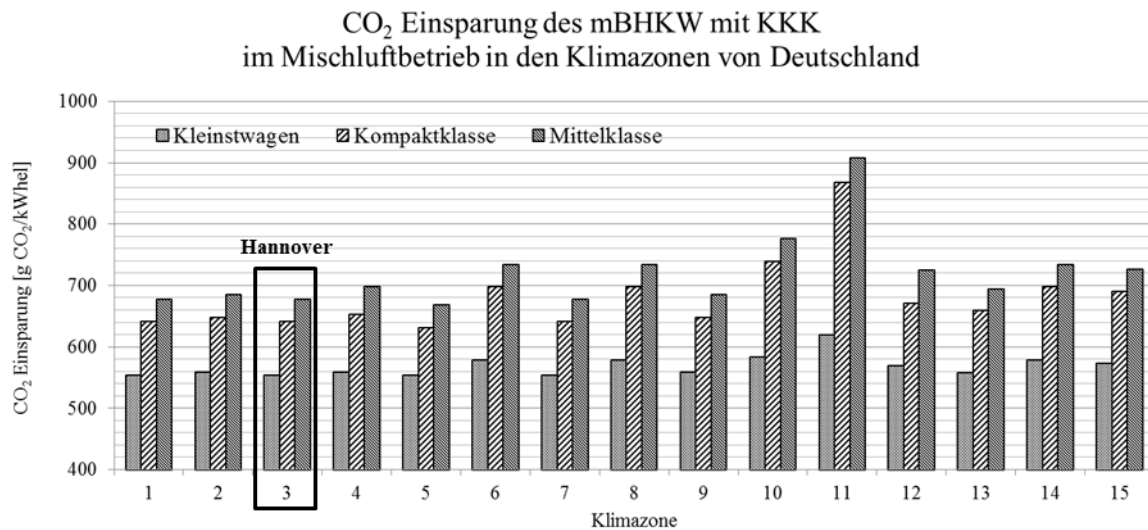
**Abbildung 5.3:** Übersicht der Anlagenwirkungsgrade im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen

Der Anlagenwirkungsgrad in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Mittel bei 59,2% und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen in Deutschland im Bereich von 58,0 % bis 60,8 %, das entspricht einem Differenzwert von 2,8 %.

Der Anlagenwirkungsgrad in der Kompaktklasse liegt im Mittel bei 62,7 % und bewegt sich bei Betrachtung der fünfzehn Zonen von Deutschland im Bereich von 60,6 % bis 64,1 %, das entspricht einem Differenzwert von 3,5 %.

Der Anlagenwirkungsgrad in der Mittelklasse liegt im Mittel bei 65,5 % und bewegt sich bei Betrachtung der fünfzehn Zonen von Deutschland im Bereich von 63,9 % bis 66,7 %, das entspricht einem Differenzwert von 2,9 %.

### 5.5.3 CO<sub>2</sub> Einsparung beim mBHKW+KKK



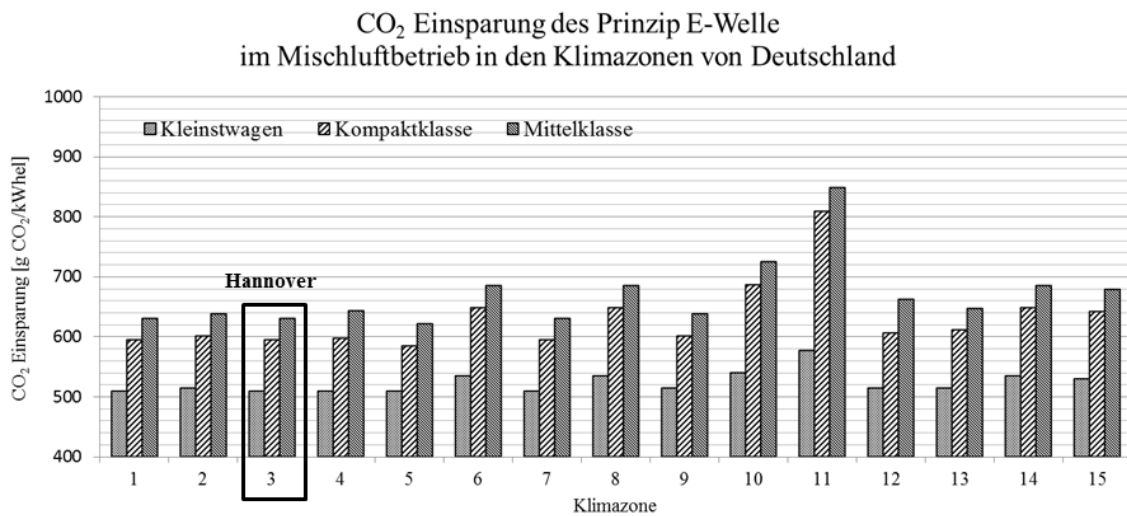
**Abbildung 5.4:** Zusammenfassung der CO<sub>2</sub>-Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen in Deutschland bei Betrieb des mBHKW mit KKK der drei Fahrzeugklassen

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Mittel bei  $569 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $554 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $620 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $66 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Mittel bei  $682 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $631 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $869 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $237 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Mittel bei  $721 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $669 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $909 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $240 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

### 5.5.4 CO<sub>2</sub> Einsparung beim Prinzip E-Welle



**Abbildung 5.5:** Zusammenfassung der CO<sub>2</sub> Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Mittel bei  $525 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $510 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $578 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $68 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

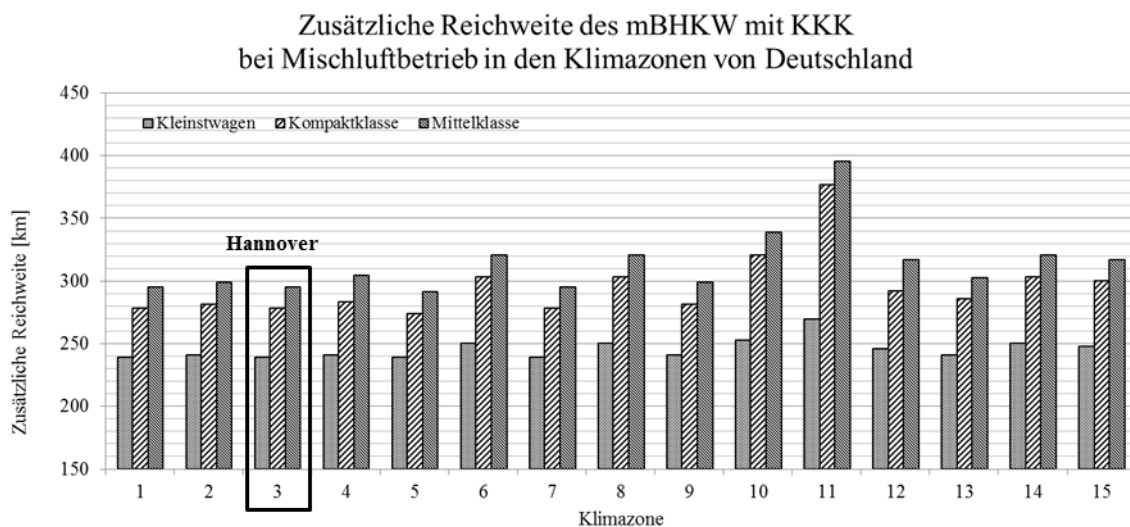
Die CO<sub>2</sub>-Einsparung beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Mittel bei  $632 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $585 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $809 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $224 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Mittel bei  $671 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $623 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $849 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $226 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

#### Fazit

Durch das Prinzip E-Welle kann keine CO<sub>2</sub> Einsparung erfolgen.

### 5.5.5 Reichweitenzuwächse beim mBHKW+KKK



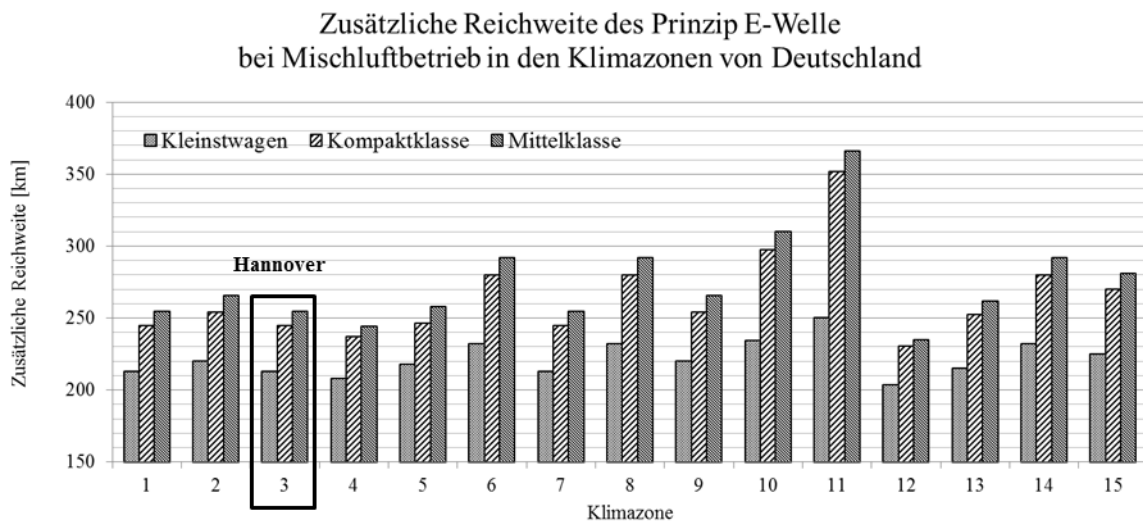
**Abbildung 5.6:** Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des mBHKW mit KKK der drei Fahrzeugklassen

Die zusätzliche Reichweite bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Durchschnitt bei 246 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 239 bis 269 km, das entspricht einem Differenzwert von 30 km.

Die zusätzliche Reichweite bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Durchschnitt bei 296 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 274 km bis 377 km, das entspricht einem Differenzwert von 103 km.

Die zusätzliche Reichweite bei Nutzung des mBHKW+KKK in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Durchschnitt bei 314 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 291 km bis 395 km, das entspricht einem Differenzwert von 104 km.

### 5.5.6 Reichweitenzuwächse beim Prinzip E-Welle



**Abbildung 5.7:** Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen

Die zusätzliche Reichweite beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Durchschnitt bei 222 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 204 km bis 250 km, das entspricht einem Differenzwert von 46 km.

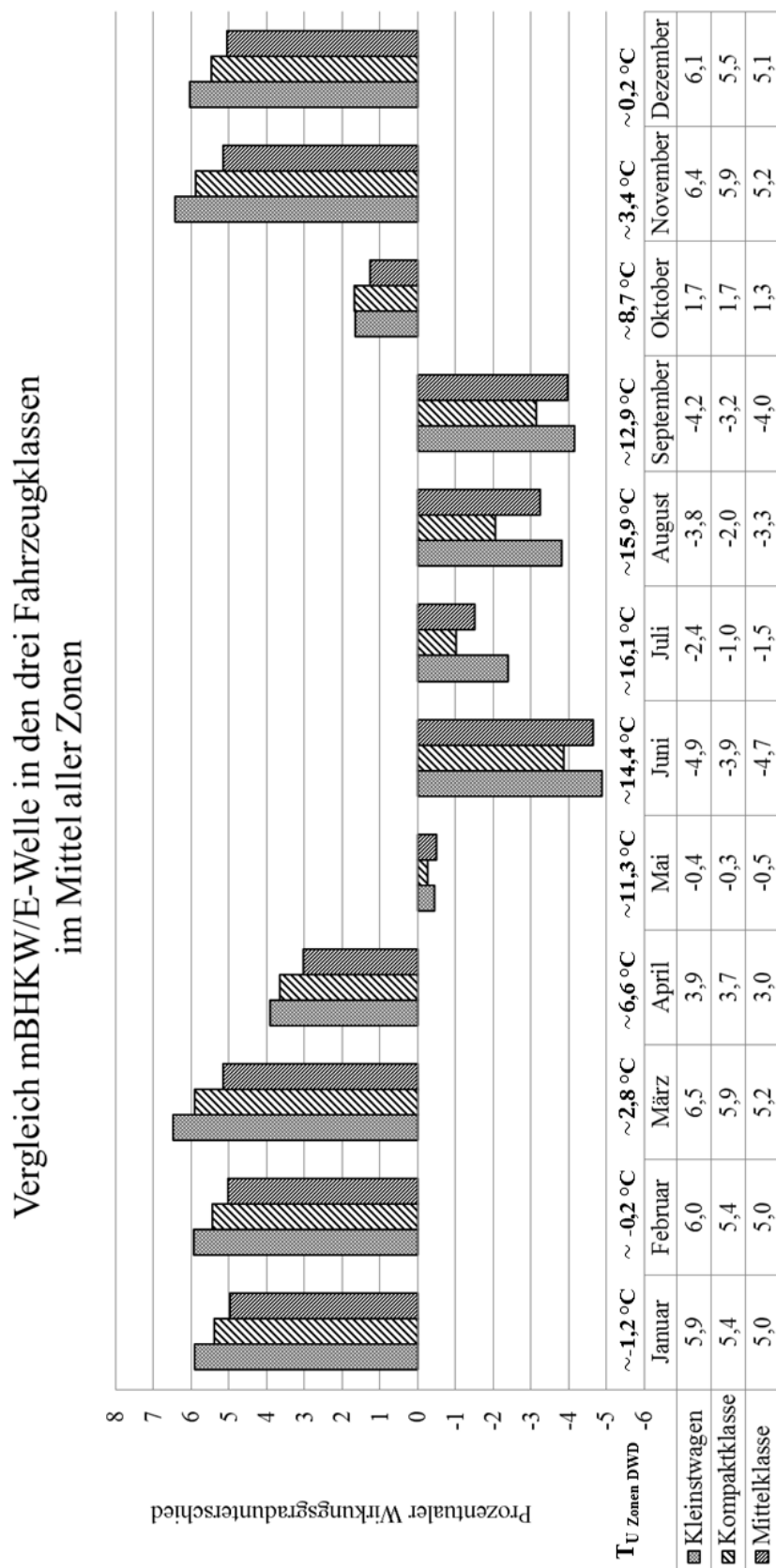
Die zusätzliche Reichweite beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Durchschnitt bei 264 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 230 km bis 352 km, das entspricht einem Differenzwert von 122 km.

Die zusätzliche Reichweite beim Prinzip E-Welle in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Durchschnitt bei 275 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 235 km bis 366 km, das entspricht einem Differenzwert von 131 km.

#### Fazit

Beim Prinzip E-Welle kann kein Reichweitenzuwachs gegenüber dem mBHKW mit KKK ermittelt werden. Die Reichweite wird durch diese Antriebsart bei hohen Außentemperaturen noch verringert. Diese Tatsache wurde schon im Kapitel 5.2 eingehend erläutert.

### 5.5.7 Anlagenwirkungsgrad beim Vergleich Prinzip E-Welle/ mBHKW+KKK



**Abbildung 5.8:** Vergleich des Wirkungsgradvorteils der Nutzung Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb über alle Zonen der drei Fahrzeugklassen

Im direkten Vergleich von mBHKW+KKK mit dem Prinzip E-Welle ergibt sich im Mischluftbetrieb bei Nutzung der Klimazonen ein durchschnittlicher Anlagenwirkungsgrad der drei Fahrzeugklassen von 1,7 %, die Auswertung des Wirkungsgradvorteils bei den Kleinstwagen ergibt 1,7 %, in der Kompaktklasse 1,9 % und in der Mittelklasse 1,3 %.

Im Vergleich zur Auswertung der fünfzehn Klimazonen in Deutschland ergibt die Nutzung der Klimadaten aus Hannover (2012 - 2016) im Mischluftbetrieb einem durchschnittlichen Wirkungsgradvorteil von 3,0 %. In den drei Fahrzeugklassen ergibt sich bei den Kleinstwagen ein Wirkungsgradvorteil von 2,9 %, in der Kompaktklasse von 3,3 % und in der Mittelklasse von 2,7 %.

### **Fazit**

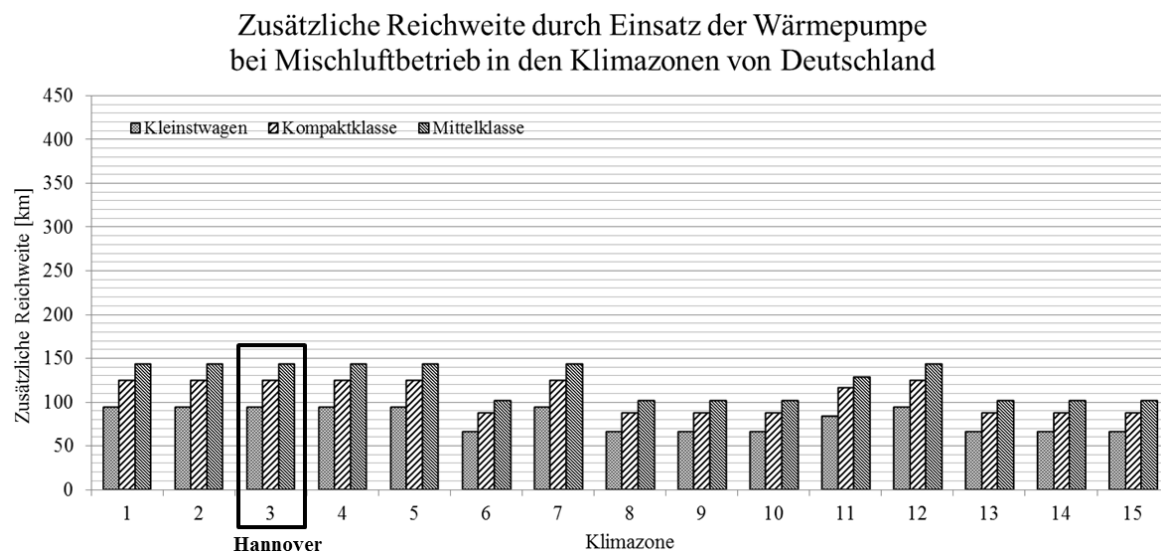
In Abbildung 5.8 wird erkennbar, dass das Prinzip E-Welle nicht zu einer Steigerung des Wirkungsgrads beiträgt. In den Zeiträumen November bis April kann ein Vorteil durch die E-Welle erreicht werden. Die benötigten geringen thermischen Leistungen tragen mit einem höheren COP zu einem besseren Gesamtwirkungsgrad bei. In den Haupt-Nutzungszeiträumen der Klimafunktion Mai bis September ist ein durchschnittlicher Wirkungsgradnachteil von -2,7 % nachgewiesen. Dieser Wirkungsgradnachteil variiert im Durchschnitt von -0,4 bis -3,8 %.



## 5.6 Alternativer Einsatz einer Wärmepumpe anstelle des mBHKW+KKK

Wird anstelle des mBHKW+KKK eine Wärmepumpe eingesetzt, so lässt sich die benötigte elektrische Leistung für Heiz- und Kühlzwecke bei einem BEV um zweidrittel senken. Eine Betrachtung des Anlagenwirkungsgrades wurde für diese Auswertung nicht vorgenommen, da die Wärmepumpe elektrisch drehzahl geregelt arbeitet und so stets im Bestpunkt betrieben wird. Bei einer Wärmepumpe kann nur der COP anstelle des Anlagenwirkungsgrades für die Auswertung berücksichtigt werden. Da aber die Wärmepumpe im Gegensatz zum BHKW keine elektrische Energie der Batterie zuführt, sondern nur eine geringere elektrische Energie für den Antrieb der Wärmepumpe entnimmt, wird nur dieses in der folgenden Berechnung berücksichtigt.

### 5.6.1 Reichweitenzuwächse bei Nutzung der Wärmepumpe



**Abbildung 5.9:** Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb der Wärmepumpe der drei Fahrzeugklassen

Die zusätzliche Reichweite beim Einsatz der Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Durchschnitt bei 80 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 65 km bis 94 km, das entspricht einem Differenzwert von 48 km.

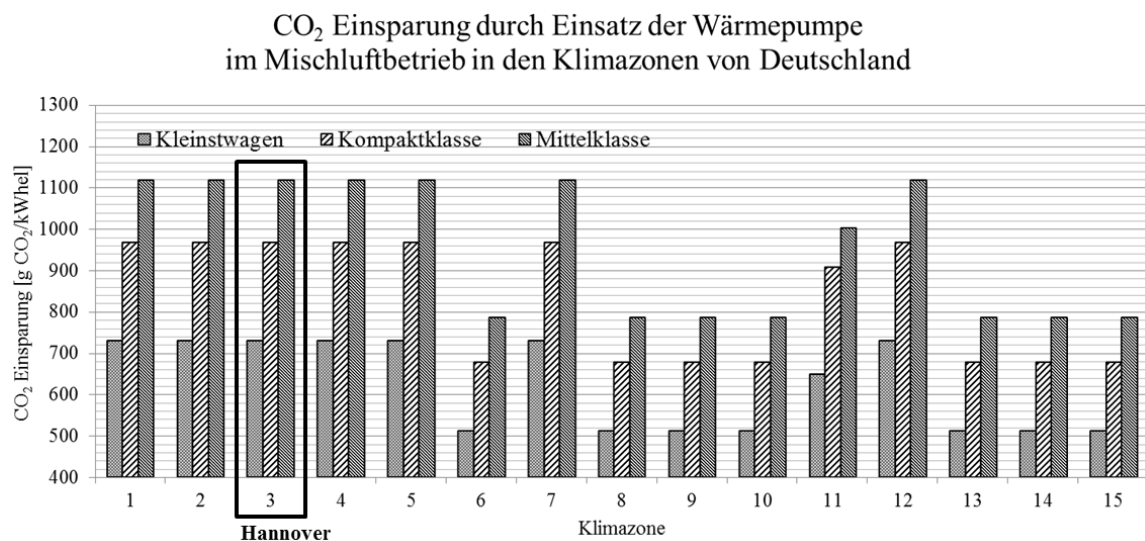
Die zusätzliche Reichweite beim Einsatz der Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Durchschnitt bei 107 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 87 km bis 124 km, das entspricht einem Differenzwert von 35 km.

Die zusätzliche Reichweite beim Einsatz der Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Durchschnitt bei 123 km und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von 101 km bis 144 km, das entspricht einem Differenzwert von 43 km.

## Fazit

Beim Einsatz einer Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen kann ein durchschnittlicher Reichweitenzuwachs von 103 km ermittelt werden. Die Reichweite generiert sich durch Einsparung von 2/3 der sonst für den PTC-Heizer bzw. elektrischen Kühlsystem nötigen elektrischen Leistung.

### 5.6.2 CO<sub>2</sub> Einsparung bei Nutzung der Wärmepumpe



**Abbildung 5.10:** Zusammenfassung der CO<sub>2</sub> Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Nutzung der Wärmepumpe der drei Fahrzeugklassen

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Betrieb der Wärmepumpe in der Fahrzeugklasse Kleinstwagen liegt im Mittel bei  $623 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $512 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $730 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $218 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Betrieb der Wärmepumpe in der Fahrzeugklasse Kompaktklasse liegt im Mittel bei  $829 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $679 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $968 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $289 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

Die CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Betrieb der Wärmepumpe in der Fahrzeugklasse Mittelklasse liegt im Mittel bei  $956 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und bewegt sich bei der Betrachtung der fünfzehn Klimazonen von Deutschland im Bereich von  $786 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  bis  $1119 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , das entspricht einem Differenzwert von  $333 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ .

## Zusammenfassung der ermittelten Ergebnisse

**Tabelle 5.13:** Übersicht der durchschnittlichen Ergebnisse von Reichweitengewinn, Wirkungsgrad und CO<sub>2</sub>-Einsparung bei den untersuchten Range Extender Konzepten bei Betrachtung im Einsatz in den fünfzehn Klimazonen in Deutschland

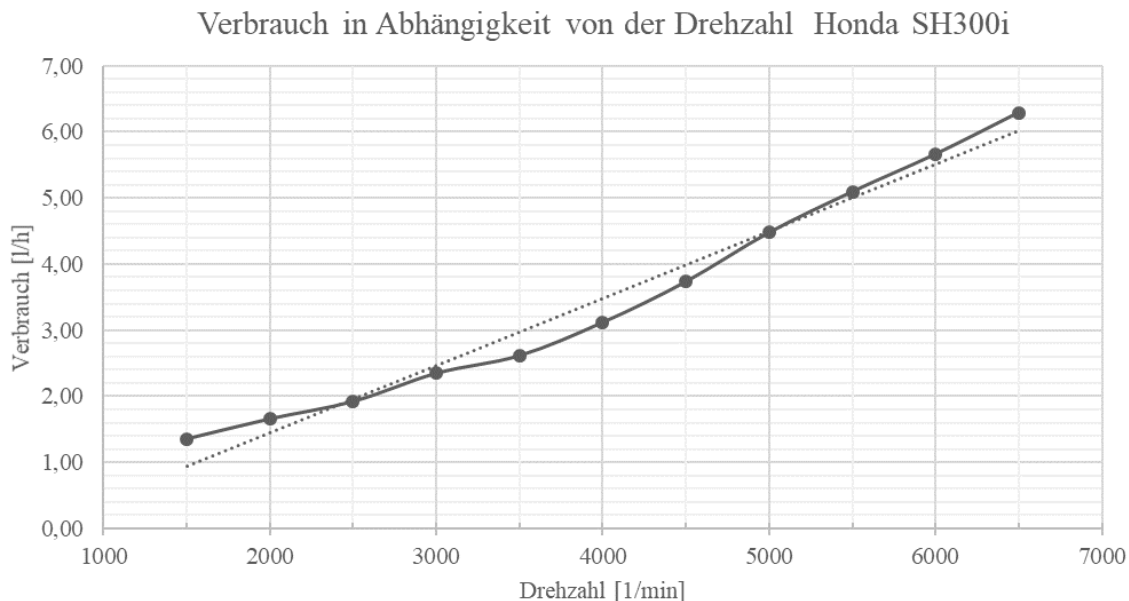
	mBHKW+KKK	Prinzip E-Welle	Wärmepumpe
Ø Reichweitengewinn [km]			
Kleinstwagen	+ 246	+ 222	+ 80
Kompaktklasse	+ 296	+ 264	+ 107
Mittelklasse	+ 314	+ 275	+ 123
Ø Anlagen-Wirkungsgrade im Mischluftbetrieb [%]			
Kleinstwagen	58,9	59,2	---
Kompaktklasse	62,2	62,7	---
Mittelklasse	65,2	65,5	---
Ø CO <sub>2</sub> -Einsparung [ $\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ ]			
Kleinstwagen	569	525	623
Kompaktklasse	682	632	829
Mittelklasse	721	671	956

### Fazit

Durch Nutzung der Wärmepumpe kann eine durchschnittliche CO<sub>2</sub>-Einsparung von  $803 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  erfolgen. Diese Einsparung ist umso größer, je größer die thermische Leistung ist, die durch die Wärmepumpe anstelle des PTC-Heizers generiert wird. Dieser ermittelte Vorteil ist abhängig vom aktuellen CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktor des „Strommix Deutschland“.

## 5.7 Kraftstoffverbrauch und Tankauslegung

Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch des mBHKW+KKK ist abhängig von der Drehzahl der VKM. In Abbildung 5.10 ist der Verbrauchsverlauf über die Drehzahl dargestellt. Da bei der Auslegung des mBHKW+KKK darauf geachtet wurde, dass diese stets im Bereich des niedrigsten Verbrauchs liegt, ist die Steigung der Kurve somit nahezu konstant. Im Bereich zwischen 2500 1/min – 5000 1/min liegt der Bestpunkt. Die Drehzahl der VKM variiert je nach thermischer Leistungsanforderung.



**Abbildung 5.11:** Darstellung des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von der Drehzahl

Für die Tankgrößenauslegung wird der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch von 3,5 l/h und eine durchschnittliche Reichweite von 600 km genutzt. Bei einer angenommenen durchschnittlichen Geschwindigkeit von 60 km/h (Stadt- und Überlandfahrten) ergibt sich eine maximale Fahrzeit von 10 h. Das hieraus resultierende Tankvolumen beträgt 35 Liter. Bei höherer Geschwindigkeit und gleichbleibendem Komfort und einer Reichweite von 600 km, steigert sich der Kraftstoffverbrauch je nach thermischer Anforderung bis auf 6,3 l/h, bei über 5 Stunden gesamter Nutzungszeit. Werden geringere Durchschnittsgeschwindigkeiten der Berechnung zu Grunde gelegt, kann der Kraftstoffverbrauch bis auf 1,3 l/h reduziert werden. Beim Prinzip E-Welle kann keine Kraftstoffeinsparung erreicht werden, (vgl. Kapitel 5.5.4). Das Prinzip der Wärmepumpe entfällt hier.

### Fazit:

Der Kraftstoffverbrauch ist an die klimatischen Bedingungen und thermischen Anforderungen des mBHKW+KKK geknüpft. Die Tankgröße könnte hier individuell an die klimatischen Gegebenheiten angepasst werden. In kälteren und heißeren Einsatzgebieten sollte die ermittelte Tankkapazität von 35 Litern erhöht werden, um eine möglichst lange Einsatzzeit bei gleichbleibendem Komfort für den Nutzer zu erreichen.

## 6 Zusammenfassung

Das Ziel der Bundesregierung „bis 2020 eine Million Elektrofahrzeuge in Deutschland zu zulassen“ [10], ist nicht mehr erreichbar. Die Gesamtzulassungszahlen für E-Fahrzeuge in Deutschland liegen im Januar 2018 lediglich bei 93 Tausend Fahrzeugen [47]. Ursache hierfür sind die höheren Anschaffungskosten bei einer weiterhin deutlich niedrigeren Reichweite von BEV gegenüber herkömmlichen PKWs. Zudem ist der Komfort oft geringer. Lange Ladezeiten und eine schlecht ausgebaute Ladeinfrastruktur werden vom Verbraucher als negativ wahrgenommen. Daher zielen aktuelle Bestrebungen darauf ab, Brückentechnologien weiter zu entwickeln. Eine solche Technologie ist der Range Extender, ein System, welches aus Kraftstoff, mit Hilfe einer Verbrennungskraftmaschine und einer E-Maschine elektrischen Strom erzeugt. Dieser erzeugte Strom kann zum Antrieb des Elektrofahrzeugs genutzt werden.

Der Wirkungsgrad der auf dem Markt befindlichen Range Extender ist mit durchschnittlich  $\eta_{RE} \approx 29 \%$  gering. Eine Optimierung der Technologie scheint eine Voraussetzung zu sein, um Elektrofahrzeuge nachhaltig im Markt zu integrieren. Eine Möglichkeit, den Wirkungsgrad zu steigern, ist die Abwärmenutzung nach dem Prinzip eines Blockheizkraftwerks (BHKW). Bisher wurde die Idee des Einsatzes einer wärmegeführten Kraftwärme/-kältekopplung-Kältekopplung zur Klimatisierung in Elektrofahrzeugen allerdings nur theoretisch betrachtet und es existieren lediglich Anschauungsmodelle.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, mit Hilfe eines Versuchsaufbaus, die Funktionsweise des modularen Konzeptes eines erweiterten Range Extenders zu untersuchen. Die Kennfelder der Teilaggregate sollen ermittelt und der mögliche Anlagenwirkungsgrad, basierend auf Messwerten und einer Simulationsrechnung, aufgezeigt und bewertet werden.

Der auf Basis der ermittelten Kennfelder in der Simulation berechnete mittlere Gesamtwirkungsgrad des mBHKW+KKK liegt im betrachteten Außentemperaturbereich (-20 bis 35°C) in den drei Fahrzeugklassen, bei durchschnittlich 56,3 %. Im direkten Vergleich zum mBHKW+KKK, in den gewählten Fahrzeugklassen (Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse), ist beim Einsatz des Prinzip E-Welle, ein durchschnittlicher Wirkungsgradgewinn von 4,9 % errechnet worden.

Bei der auf der Simulation basierenden Ermittlung des Anlagenwirkungsgrades, auf Basis von lokalen Wetterdaten aus Hannover, liegt dieser durchschnittlich bei den drei Fahrzeugklassen bei 68 %. Im Detail wird bei den Kleinstwagen ein durchschnittlicher Wirkungsgrad von 66 %, in der Kompaktklasse 68 % und in der Mittelklasse 70% erreicht. Die Nutzung der Umluftfunktion führt zu keiner Wirkungsgradsteigerung, sondern senkt den mittleren Gesamtwirkungsgrad auf 55 %. Die Ergebnisse belegen, dass mit steigendem thermischem Bedarf, auch der Gesamtanlagenwirkungsgrad steigt.

Der Einsatz des Alternativsystems Prinzip E-Welle erhöht den Wirkungsgrad, basierend auf den lokalen Wetterdaten aus Hannover (2012-2016), in den drei Fahrzeugklassen durchschnittlich um 3 %. Der beim Einsatz des mBHKW+KKK ermittelte durchschnittliche Anlagenwirkungsgrad ergibt bei den Kleinstwagen  $58,9 \pm 3,5 \%$ , in der Kompaktklasse  $62,2 \pm 5,5 \%$  und in der Mittelklasse  $65,2 \pm 4,8\%$ .

Die weitere Auswertung fokussiert sich auf die möglichen CO<sub>2</sub>-Reduzierungen. Zur Berechnung wurde der „Strommix Deutschland“ verwendet. Die Auswertungen der Simulation zeigen, auf Basis der Außentemperaturwerte in den fünfzehn Klimazonen, eine große Varianz der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Die ermittelte durchschnittliche Einsparung der CO<sub>2</sub>-Emissionen für Kleinstwagen liegt bei  $569 \pm 66 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , in der Kompaktklasse liegt dieser Wert bei  $682 \pm 237 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$  und in der Mittelklasse bei  $721 \pm 240 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ . Die große Varianz der CO<sub>2</sub>-Emissionen liegt, begründet in den unterschiedlichen thermischen Anforderungen in den drei Fahrzeugklassen, auf Basis der lokalen Temperaturwerte.

Die zusätzliche Reichweite, die durch die Einsparung elektrischer Energie für die Klimatisierung und durch Einspeisung von erzeugter elektrischer Leistung erreicht werden kann, liegt bei den Kleinstwagen bei  $246 \pm 31 \text{ km}$ , in der Kompaktklasse bei  $296 \pm 103 \text{ km}$  und in der Mittelklasse bei  $314 \pm 104 \text{ km}$ .

Die experimentell ermittelten Kennfelder und die darauf basierenden Auswertungen der Simulationen zeigen deutlich, wie die Klimazone den Einsatz eines mBHKW+KKK beeinflusst. Die ermittelten Wirkungsgradwerte schwanken um 4,6 %, die Reichweiten variieren um bis zu 100 km, bei einem allgemeinen Reichweitzuwachs von durchschnittlich 250 km. Dieser Wert stellt nach heutigem Stand der Technik eine Verdopplung der BEV-Reichweite dar (vgl. Anhang III, Tabelle 7.1).

Das Teilziel, durch Änderung des Anlagenprinzips (Prinzip E-Welle) eine Verbesserung des Systems zu erreichen, ist nicht gelungen. In Abbildung 5.8 wird erkennbar, dass das Prinzip E-Welle nicht zur Steigerung des Wirkungsgrades beiträgt, denn in den Haupt-Nutzungszeiträumen der Klimafunktion, Mai bis September, konnte ein durchschnittlicher Wirkungsgradnachteil von -2,7 % berechnet werden. Dieser Wirkungsgradnachteil variiert im Durchschnitt von -0,4 bis -3,8 %.

Die CO<sub>2</sub>-Emissionen steigen bei Einsatz des Prinzip E-Welle um durchschnittlich 7 % und die Reichweite nimmt um durchschnittlich 10 % ab. Diese Tatsache ist der Zusammensetzung des „Strommix Deutschland“ (Jahr 2013) geschuldet und der Nutzung von elektrischer Energie aus der Batterie, zum Betrieb des Klimakompressors. Die Messungen am Versuchsstand und die darauf basierenden Simulationen haben gezeigt, dass der Einsatz eines mBHKW+KKK im BEV als sinnvoll zu erachten ist.

Die Abwärme der VKM kann direkt zur Grundlastdeckung der Wärmeanforderungen dienen, der Einsatz des Klimakreislaufes trägt zur Entfeuchtung und Klimatisierung des Fahrgastinnenraums als auch zur Konditionierung der Batterie bei. Das mBHKW+KKK führt zu einer Komfortsteigerung, bei gleichzeitigem Reichweitenzuwachs von mindesten 250 km. Die unterschiedlichen Betriebsstrategien eines mBHKW+KKK weisen große Unterschiede im Anlagenwirkungsgrad, in Bezug auf die Fahrzeugklasse und Umgebungsbedingungen auf. Wirkungsgrad, CO<sub>2</sub>-Ausstoß und die gewonnene zusätzliche Reichweite sind aber entscheidende Parameter, um zukünftige Nutzer von der Brückentechnologie zu überzeugen.

Werden die Ergebnisse aus dem wärmegeführten Einsatz einer Kraftwärme/-kältekopplung-Kältekopplung mit denen einer Wärmepumpe verglichen, so wird deutlich, dass durch eine möglichst effiziente Nutzung der elektrischen Energie in einem BEV, ein Reichweitenzuwachs von 103 km und eine CO<sub>2</sub>-Einsparung von  $803 \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}_{el}}$ , ermöglicht werden kann.

Die Größe des Tanks für das mBHKW+KKK sollte an die klimatischen Randbedingungen des Einsatzortes des Fahrzeugs angepasst werden. In Gebieten mit sehr hohen oder niedrigen Temperaturen steigt der Verbrauch der VKM aber auch der Anlagenwirkungsgrad, somit sollte die Tankkapazität ebenfalls vergrößert werden.

Die Angst mit dem BEV nicht das gewünschte Ziel zu erreichen oder wieder nach Hause zu kommen, kann mit der Brückentechnologie des mBHKW+KKK kompensiert werden. In Zukunft werden die Batteriekapazitäten und dadurch die Reichweiten der BEV weiter steigen. Um möglichst viele Menschen für einen Umstieg auf die neue Technologie des elektrischen Fahrens zu bewegen, sind weitere Anstrengungen nötig.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] AHRENDTS, J.; KABELAC, St.: Das Ingenieurwissen: Technische Thermodynamik. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.
- [2] ASUE, Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V.; <https://www.asue.de/blockheizkraftwerke>, zuletzt geprüft 19.12.2018
- [3] AURICH, J.; BAUMGART, R.; DANZER, C., ET AL.: Untersuchung zur energieeffizienten Klimatisierung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen. In: Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Energiemanagement; mit 45 Tabellen. Renningen 2012.
- [4] BAEHR, H. D.; KABELAC, St.; (2012): Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. 15. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg; Springer Berlin Heidelberg (Springer-Lehrbuch), zuletzt geprüft am 23.10.2015.
- [5] BASSHYSEN, R.; SCHÄFER, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 7. Aufl.: Springer Vieweg, 2014.
- [6] BAUMGARTH, S.; HÖRNER, B.; REEKER, J. (Hrsg.): Handbuch der Klimatechnik. Grundlagen 5., Heidelberg: C. F. Müller, 2008.
- [7] BLANK, J. K.: Konzeptentwicklung und Prototypkonstruktion einer Power Conditioning Unit zur Reichweiten- und Komforterhöhung für Elektrofahrzeuge, Diplomarbeit 2010.
- [8] BOUVY, C.; BALTZER, S.; ERNST, C., ET AL.: Range Extender als mobile Kraft-Wärme-Kopplungseinheit, Titelthema Elektromobilität. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 114 (2012), S. 764–769.
- [9] BRAESS, H.-H.; SEIFFERT, U. (2013): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Mit 50 Tabellen. 7., aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg; Springer Fachmedien Wiesbaden (ATZ-MTZ-Fachbuch), zuletzt geprüft am 23.10.2015.
- [10] BUNDESREGIERUNG: Elektromobilität (2011). Online verfügbar unter: [https://www.bundesregierung.de/Webs/Breg/DE/Themen/Energiewende/Mobilitaet/podcast/\\_node.html](https://www.bundesregierung.de/Webs/Breg/DE/Themen/Energiewende/Mobilitaet/podcast/_node.html), zuletzt geprüft am 11.07.2016.
- [11] DIN EN 1946-3 (2006-07): Raumluftechnik – Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen.
- [12] DIN 4710 (2003-01): Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland



- 
- [13] DIN EN ISO 7730 (2006-05): Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit
  - [14] EICHBERGER B., HARM, K.; SCHMIDTKE, J.: Vorrichtung zur Kühlung einer Hybridfahrzeugbatterie. Angemeldet durch Daimler AG am 01.02.2007. Anmeldenummer: DE200710004979. Veröffentlichungsnummer: DE102007004979 A1, 2007.
  - [15] FLIEGER, B.: Innenraummodellierung einer Fahrzeugkabine in der Programmiersprache Modelica, Dissertation 2013.
  - [16] FRENZEL, I.; JARASS, J.; TROMMER, S., ET AL.: Erstnutzer von Elektrofahrzeugen in Deutschland. Nutzerprofile, Anschaffung, Fahrzeugnutzung, 2. überarb. Auflage. Berlin 2015.
  - [17] FRIEDRICH, H. E.: Studie zu Range Extender Konzepten für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug - REXEL. Stuttgart 2012.
  - [18] GEBHARDT, N.: Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010.
  - [19] GISSING, J.; LICHIOUS, T.; BALTZER, S., ET AL.: Predictive Energy Management of Range-Extended Electric Vehicles Considering Cabin Heat Demand and Acoustics. In: IFAC hosting by Elsevier 2405-8563, S. 209–16.
  - [20] GISSING, J.; THEMANN, P.; BALTZER, S., ET AL.: Optimal Control of Series Plug-In Hybrid Electric Vehicles Considering the Cabin Heat Demand: IEEE Transactions on Control Systems Technology 2015.
  - [21] GORONCY, J.: „Range Extender “ gibt Elektroautos nötigen Charme. In: VDI nachrichten, 16.09.2011.
  - [22] GOSCHEL, B. et al.: Range Extender -Anforderungen und Konzepte. 12.Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Technische Universität Graz, 2009.
  - [23] GREBE, U. D.; NITZE, L. T.: Elektrifizierung der General Motors Fahrzeuge - Ein Portfolio von Lösungen. 32. Internationales Wiener Motorensymposium, Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 12, Nr. 735, 2011.
  - [24] GREENING GmbH: ThoREX - Thermisch optimierter Range Extender.
  - [25] GROßMANN, H.: Pkw-Klimatisierung. Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung, 2. Aufl. 2013. Berlin, Heidelberg 2013.

- [26] HARTMANN, B.; RENNER, C.: Autark, Plug-In oder Range Extender? Ein simulationsgestützter Vergleich aktueller Hybridfahrzeugkonzepte: Fahrzeug- und Motorentechnik. 18. Aachener Kolloquium; 5. - 7. Oktober, Eurokongress. Aachen 2009.
- [27] HAUSIGK, O. F, Wetterstation Hannover, Datenabruf am 06.07.2017.
- [28] HEPKE, G.: Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen, Dissertation TU München 2010.
- [29] HEYWOOD, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw Hill International Editions, 1988.
- [30] HOFMANN, F.; STEINMANN, S. Thermodynamische Größen einer Batterie. Paper 2002.
- [31] HOFFMANN, P.: Hybridfahrzeuge „Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft“, Springer – Verlag Wien, 2. Auflage 2014.
- [32] IABG, Industrieanlagen-Betriebsgesellschaft mbH Einsteinstraße 20 85521 Ottobrunn V-Modell XT, 2013.
- [33] IAV GmbH Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr, 10587 Berlin 2011.
- [34] IKME, Institut für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität, Fakultät II, Maschinenbau und Bioverfahrenstechnik, Hochschule Hannover, Bismarckstraße 2, 30173 Hannover 2017.
- [35] ISATEC GmbH Patent: DE102012016613 A1, 2013.
- [36] JACKSON, C. (2008): Sanden. SD Compressor Service Guide 2015.
- [37] JORDAN, F.: „Automatische Fahrzeugklimatisierung mit dem mathematischen Innenraumtemperaturmodell FIT“, in Schlenz, D.: PKW-Klimatisierung, Bd.1 Expert-Verlag, Renningen, 2000, S. 56ff.
- [38] JUNGBLUTH, G.; NOSKE, G.: Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufs, Teil 1 und Teil 2. In: MTZ 52 1991.
- [39] KEMPER, H.; HÜLSHORST, T.; BOLLIG, C., ET AL.: E-Fahrzeuge mit Range Extender -Eigenschaften und Potenziale. In: Fahrzeug- und Motorentechnik. 18. Aachener Kolloquium; 5. - 7. Oktober 2009.
- [40] KEUSCHEN, T.; MARNER, T.: Zukunft Elektromobilität? - Eine empirische Untersuchung. In: Proff, H. (Hrsg.): Entscheidungen beim Übergang in die Elektromobilität. Technische und betriebswirtschaftliche Aspekte. Wiesbaden 2014.

- 
- [41] KIT, POHLHARDT, C., et al.: Entwicklungsmethoden für elektrische und Hybride Antriebssysteme. ATZ off highway Mai 2016, Springer Vieweg Verlag 2016, S.40-47
- [42] KOLBENMASCHINENLABOR der Fakultät II, Maschinenbau und Bioverfahrenstechnik, Hochschule Hannover, Ricklinger Stadtweg 120, 30459 Hannover.
- [43] KONZ, M.; LEMKE, N.; TEGETHOFF, W.: Batteriesysteme für EV-Isolierung und Konditionierung, thermische Modellierung. In: Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. Renningen 2010.
- [44] KONZ, M.; LEMKE, N.; FÖRSTERLING, S., ET AL.: Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge. Braunschweig 2011.
- [45] KRETZSCHMAR, H.-J.; Stöcker, I.: Stoffwertprogrammbibliothek für R134a. Hochschule Zittau/Görlitz - University of Applied Sciences, Fachgebiet Technische Thermodynamik; Online verfügbar unter: <http://thermodynamik.hszg.de/cms/Fachbuecher/index.php?rubric=Excelprogramme> [Stand 05.05.2015].
- [46] KRAEMER, O.; JUNGBLUTH, G. (1983): Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren. Hubkolben- und Rotationskolbenmotoren. Fünfte, völlig neubearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-93241-0>, 1983.
- [47] Kraftfahrtbundesamt,  
[https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/vierteljahrlich/bestand\\_vierteljahrlich\\_node.html](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/vierteljahrlich/bestand_vierteljahrlich_node.html) [Abrufdatum: 20.12.2018].
- [48] KRIEG, L.: Regenerative Reichweitentechnologien im Projekt InnoROBE 2016.
- [49] LAUDIEN, M.; REIMANN, W.: Hilfsaggregat für elektromotorisch betriebene Fahrzeuge. Patent: DE102009048719A1, 2011.
- [50] LIEBL, J.; LEDERER, M.; ROHDE, K.; BIERMANN, J.-W.; ROTH, M.; SCHÄFER, H. (Hrsg.): Energiemanagement im Kraftfahrzeug. Optimierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen und verbrauch konventioneller und elektrifizierter automobile. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Springer Vieweg 2014.
- [51] MAHLE Range Extender Strategie <http://www.mahle.com/mahle/de/research-&-development/f&e-highlights/mahle-range-extender-fahrzeug/#betriebsstrategie>. Abrufdatum 22.03.2017.
- [52] MAHR, B. et al.: Das Range-Extender Konzept von Mahle Powertrain. 6. MTZ-Fachtagung Der Antrieb von morgen, Wolfsburg, 2011, Abrufdatum 22.03.2017.

- [53] MALORNY, C.; LINDER, M.: Electric mobility – transformation of the powertrain value chain and implications for OEMs and suppliers. In: Siebenpfeiffer, W. (Hrsg.): 12. Internationales Stuttgarter Symposium. Wiesbaden 2012.
- [54] MAUCH, W.; CORRADINI, R.; WIESEMAYER, K.; SCHWENTZEK, M.: "et - Energiewirtschaftliche Tagesfragen", Ausgabe 09/2010.
- [55] MERKER, G.; TEICHMANN, R. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. 7., vollst. überarb. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ/MTZ-Fachbuch). 2014.
- [56] MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.: Verbrennungsmotoren Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Teubner Verlag, 2004.
- [57] MERKER, G.; KESSEN, U.: Technische Verbrennung: Verbrennungsmotoren. Stuttgart: Teubner Verlag, 1999.
- [58] MICHINIACKI, M., BÖTTCHER, C.: „Möglichkeiten alternativer Heizungs- und Klimatisierungskonzepte für alternative Fahrzeugantriebe“, in Steinberg, P.: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Expert-Verlag, Renningen, 2006, S. 195ff.
- [59] NIZZOLA, C.; MOOG, C.: Batteriefahrzeug mit Range Extender. Abschlussbericht Förderprojekt. Online verfügbar unter <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb12/685090388.pdf>, zuletzt geprüft am 22.10.2015, 2011.
- [60] OHYAMA, Y.; YOSHISHIGE, O.: Engine Control Using a Real Time Combustion Model, SAE 2001-01-0256.
- [61] PARAGON Patent: DE102011112870 A1, 2013.
- [62] PIETRUSZKA, W. D.: MATLAB in der Ingenieurpraxis. Modellbildung, Berechnung und Simulation. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-93103-0>, 2005.
- [63] PISCHINGER, R.; KRASNIG, G.; TAUCAR, G.; SAMS, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Die Verbrennungskraftmaschine Neue Folge, Band 5. Wien: Springer, 1989.
- [64] RAMOS, J. I.: Internal Combustion Engine Modelling. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1998.

- 
- [65] RAUSCHER, M.: Bewertung und Vergleich von Abgaswärmennutzungstechnologien in Kraftfahrzeugen unter Berücksichtigung realer Anwendungsbedingungen, Dissertation 2015.
- [66] REIF, K.: Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden (Bosch Fachinformation Automobil). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9711-4>, 2010.
- [67] REIF, K. (Hrsg.): Ottomotor-Management. Steuerung, Regelung und Überwachung. 4., vollst. neubearb. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg (Bosch Fachinformation Automobil). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2102-7>, 2014.
- [68] RExTEG Abschlussbericht Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Institut für Fahrzeugkonzepte, Fraunhofer IPM -Seite 47ff Abb 2.28, 2015.
- [69] SANDEN HOLDINGS CORPORATION; Media Inquiries: Corporate Communication and CSR Dept. +81-3-5209-3296 Sanden Holdings Corporation.
- [70] SCHÄFER, F.: Thermodynamische Untersuchung der Reaktion von Methanol-Luft-Gemischen unter der Wirkung von Wasserstoffzusatz, VDI Fortschrittberichte, Reihe 6, Energietechnik/Wärmetechnik Nr. 120. Düsseldorf: VDI Verlag, 1983.
- [71] SCHÜPPEL, F.; CLEMENS, H.; BRAUNSCHWEIG, N.: Coolsteam - Klimatisierung und Heizung von Innenraum und Traktionsbatterie eines E-Fahrzeugs durch eine autarke und kompakte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII. Renningen 2012.
- [72] SCHÜPPEL, F.: Optimierung des Heiz- und Klimakonzepts zur Reduktion der Wärme- und Kälteleistung im Fahrzeug, Dissertation, 1. Aufl. Berlin 2015.
- [73] SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R.; DURST, B.; ECKERT, P.; et al.: Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik; mit 43 Tabellen, 2011.
- [74] STEINBERG, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX. Energiemanagement; mit 30 Tabellen. Tagung "Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs Renningen: Expert-Verl. (Fachbuch / Haus der Technik, 135), 2014.
- [75] SPAN, R.: D2.2 Trockene Luft. In: VDI e.V. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearb. und erw. Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.

- [76] SPECHT, E.: Der Mensch als wärmetechnisches System, Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik (Mess- und Regelungsmechanismus der Betriebstemperatur, Wärmeabgabe, Energieerhaltung, Gewichtsänderung, Behaglichkeit) Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg 17.05.2005.
- [77] TATARINOV, D.: Charakterisierung und Simulation einer thermoelektrischen Generatoranlage zur Energie-Rekuperation aus Abgasen im Pkw, Dissertation Universität Duisburg-Essen; 19.06.2015.
- [78] THIELMANN, A.; SAUER, A.; ISENMANN, R., ET AL.: Produkt-Roadmap: Lithium-Ionen-Batterien 2030, 1. Aufl. 2012.
- [79] THOREX Projektbericht Motorvermessung mit Zusatzaggregaten 10/2013-10/2016 VDI/VDE, 2017.
- [80] TOBER, W.; LENZ, H.-P. (Hrsg.) Praxisbericht Elektromobilität und Verbrennungsmotor Praxisberichte ÖVK ISBN 978-3-658-13601-7 ISBN 978-3-658-13602-4 (eBook) DOI 10.1007/978-3-658-13602-4, H.-P. Lenz Springer Fachmedien Wiesbaden 2016.
- [81] TSCHÖKE, H. (Hrsg.): Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Basiswissen. (ATZ / MTZ-Fachbuch). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04644-6>. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [82] WITTLER, M. u.a. (2012): Erforschung eines Plug & Play Range Extender Moduls zur onboard Stromerzeugung in Elektrofahrzeugen (Range Extender) - Vorstudie zu Machbarkeit, Umsetzung und Kundenakzeptanz. Abschlussbericht zum Verbundvorhaben. Online verfügbar unter <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb14/777637812.pdf>, zuletzt geprüft am 22.10.2015.
- [83] ZAHORANSKY, R (2015 // 2007): Energietechnik. Systeme zur Energieumwandlung; Kompaktwissen für Studium und Praxis. 3., überarb. und aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Vieweg (Studium Technik), zuletzt geprüft am 23.10.2015.
- [84] ZINGERLI, A.P.; EHRBAR, M. (2000): Charakteristiken von Vielzellen und Scrollkompressoren. Etappe 1: Vielzellenkompressor EUROVANE 140. Zwischenbericht, zuletzt geprüft am 23.10.2015.

## Verzeichnis der Abkürzungen und Akronyme

Abkürzung	Bedeutung
BAT	Akkumulator
BEV	Battery Electrical Vehicle
BHKW	Blockheizkraftwerk
CNG	Compressed Natural Gas
COP	Coefficient of Performance
DAM	Drehstrom Asynchron Maschine
DWD	Deutscher Wetterdienst
E	Elektro
E-Fahrzeug	Elektro Fahrzeug
GEN	Elektro Generator
el	elektrisch
EM	Elektro Maschine
EREV	Extended Range Electric Vehicle
EU	Europäische Union
F	Fuel
fl	flüssig
G/M	Generator/Motor
g	gasförmig
HiL	Hardware-in-the-loop
HsH	Hochschule Hannover
IAV	Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr
KK	Kälte Kopplung
KKK	Kraft-Kälte-Kopplung
KM	Klimakompressor
Kfz	Kraftfahrzeug
Kr	Kraftstoff
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung
LE	Leistungselektronik
LPG	Liquefied Petroleum Gas
mmBHKW	mobiles mikro Blockheizkraftwerk

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
mBHKW	mikro Blockheizkraftwerk
ORC	Organic-Rankine-Cycle
ÖPNV	Öffentlicher Personen Nahverkehr
PCU	Power Conditioning Unit
PKW	Personen Kraft Wagen
RE	Range Extender
REEV	Range Extended Electric Vehicle
StdT	Stand der Technik
TEG	thermoelektrischer Generator
th	thermisch
Vol%	Volumenprozent
V-Modell	Vergleichs-Modell
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WÜT	Wärmeübertrager



## Formelzeichen und Indizes

Symbol	Bedeutung
$A_1$	Fläche 1
$A_H$	Fläche der Haut
$A_W$	Wandfläche
$\alpha_a$	äußerer Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_i$	innerer Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_k$	Wärmeoeffizient der Konvektion
$\alpha_S$	Wärmeoeffizient der Strahlung
$C$	Mindestluftbedarf
$cL$ oder $wL$	Luftgeschwindigkeit
$c_{p \text{ Abgas}} \Big _0^T$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Abgases
$c_{p \text{ Wasser}}$	spezifische Wärmekapazität des Wassers,
$\delta_j$	Dicke der Wandschicht
$\dot{H}'_1$	Enthalpiestrom des Unverbrannten
$\dot{H}''_1$	Enthalpiestrom des Verbrannten (Abgases)
$\dot{H}_{\text{Abgas}}$	Enthalpiestrom des Abgases
$\dot{H}_{\text{Kr}}$	Enthalpiestrom des Kraftstoffes
$\dot{H}_{\text{KWA}}$	des Kühlwassers (Austritt)
$\dot{H}_{\text{KWE}}$	Enthalpiestrom des Kühlwassers (Eintritt)
$\dot{H}_{\text{Luft}}$	Enthalpiestrom der Luft
$H_u$	unterer Heizwert
$H_{u\text{Gem}}$	Gemisch-Heizwert
$j$	Anzahl der Wandschichten
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient (auch als U-Wert bezeichnet)
$\lambda_j$	Wärmeleitfähigkeit der Wandschicht
$\dot{m}_{\text{Abgas}}$	Massenstrom des Abgases
$\dot{m}_{\text{Außenluft}}$	trockener Außenluftstrom
$\dot{m}_{\text{Kr}}$	Massenstrom des Kraftstoffes
$\dot{m}_{\text{KW}}$	Massenstrom Kühlwasser
$\dot{m}_L$	Massenstrom Luft
$\dot{m}_{\text{Senke}}$	Kondensation von Wasserdampf

Symbol	Bedeutung
$\dot{m}_{\text{Quelle}}$	Wasserdampfabgabe im Fahrgastraum
$\dot{m}_{\text{W,Agg}}$	Feuchteabgabe der Aggregate
$\dot{m}_{\text{W,M}}$	Feuchteabgabe der Fahrgäste
$\dot{m}_{\text{W,P}}$	Feuchteabgabe (vgl. Tab. 3.5)
$n_{\text{p}}$	Personenanzahl
$\eta_{\text{CM}}$	Wirkungsgrad des chemisch-mechanischen Energiewandlers
$\eta_{\text{CE}}$	Gesamtwirkungsgrad
$\eta_{\text{EE}}$	Wirkungsgrad der Leistungselektronik
$\eta_{\text{ME}}$	Wirkungsgrad des mechanisch-elektrischen Energiewandlers
$\Delta\eta_{\text{Bb}}$	Blow-By Leakage-Verluste
$\Delta\eta_{\text{LW}}$	Ladungswechsel-Verluste
$\Delta\eta_{\text{m}}$	mechanische Reibungs-Verluste
$\Delta\eta_{\text{rL}}$	reale Ladungs-Verluste
$\Delta\eta_{\text{rV}}$	realen Verbrennungsverlauf-Verluste
$\Delta\eta_{\text{uV}}$	unvollkommene Verbrennungs-Verluste
$\Delta\eta_{\text{Ww}}$	Wandwärmeübergangs-Verluste
$\eta_{\text{i}}$	indizierter (innerer) Wirkungsgrad
$\eta_{\text{e}}$	effektiver Wirkungsgrad
$P_{\text{e}}$	effektive Leistung
$Q_{\text{Abgas}}$	Abwärme im Abgas
$\dot{Q}_{\text{Agg}}$	Wärmeabgabe der Fahrzeugaggregate
$Q_{\text{Ausl}}$	Wandwärmeverlust-Auslasskanal
$Q_{\text{Blow-By}}$	Verluste durch Blow-By
$Q_{\text{Einl}}$	Wandwärmeverlust-Einlasskanal
$\dot{Q}_{\text{f}}$	feuchter Wärmestrom
$\dot{Q}_{\text{F}}$	Transmissionswärmestrom
$\dot{Q}_{\text{ges}}$	Summe der feuchten und trockenen Wärmeströme
$\dot{Q}_{\text{K}}$	Transmissionswärmestrom
$Q_{\text{Kühlwasser}}$	Abwärme im Kühlwasser
$\dot{Q}_{\text{M}}$	Wärmeabgabe der Fahrgäste
$\dot{q}_{\text{P}}$	Wärmeabgabe pro Person (vgl. Tab. 3.5)

Symbol	Bedeutung
$Q_{\text{Reibung}}$	Reibung
$\dot{Q}_{\text{Rest}}$	Restwärmestrom
$Q_{\text{Rest gesamt}}$	Restverluste
$Q_{\text{Ther.Verl.Ges}}$	Abwärme der VKM
$\dot{Q}_{\text{tr}}$	trockener Wärmestrom
$Q_{\text{Kolb.}}$	Wandwärmeverlust-Kolben
$Q_{\text{Zyl.}}$	Wandwärmeverlust-Zylinder
$Q_{\text{Zyl.-K.}}$	Wandwärmeverlust-Zylinderkopf
$T_1$	Temperatur $T_1$ (Eintritt)
$T_2$	Temperatur $T_2$ (Austritt)
$t_i$	Raumlufttemperatur
$T_{\text{KWA}}$	Temperatur des Kühlwassers bei Austritt,
$T_{\text{KWE}}$	Temperatur des Kühlwassers bei Eintritt
$t_{\text{W,i}}$	Temperatur der Wandinnenflächen
$\phi_i$	relative Raumluftfeuchte
$\vartheta_1$	Temperatur der Fläche 1
$\vartheta_a$	Lufttemperatur außen
$\vartheta_H$	Temperatur der Hautoberfläche
$\vartheta_i$	Lufttemperatur innen
$\vartheta_L$	Temperatur der Luft
$\vartheta_U$	Temperatur der Umgebung
$\vartheta_W$	Temperatur der Wand
$x_1$	Wasserdampfgehalt der Außenluft
$x_2$	Wasserdampfgehalt im Fahrgastraum

## Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 2.1:</b> Übersicht der Elektrifizierung der Fahrzeuge und der daraus resultierenden hybriden Fahrzeugantriebe.....	4
<b>Abbildung 2.2:</b> Vergleich der Komponenten des Mild-, parallelen und des seriellen Hybrid.....	5
<b>Abbildung 2.3:</b> Vergleich der Komponenten des Axial-Split-Hybrid, des leistungsverzweigten Hybrid und des Range Extender.....	6
<b>Abbildung 2.4:</b> Funktionsschaltbild des Range Extender (RE) im Batterie elektrischen Fahrzeug (BEV).....	7
<b>Abbildung 2.5:</b> Vereinfachte Wirkungsgradkette eines Range Extenders.....	10
<b>Abbildung 2.6:</b> Vereinfachte Wirkungsgradkette der Kraft-Wärme-Kopplung .....	11
<b>Abbildung 2.7:</b> Übersicht der Wirkungsgrade von Blockheizkraftwerken mit unterschiedlichen Leistungen, in Anlehnung an [2] .....	12
<b>Abbildung 2.8:</b> Prinzip der modularen Struktur des TEG die Funktion eines Kreuzstromwärmeübertragers aufweist [68,77] .....	13
<b>Abbildung 2.9:</b> Hochintegrierter thermoelektrischer Generator als Kreuzstrom-wärmeübertrager mit Bypass; (Maße ca. 300x150x200) [68,77] .....	14
<b>Abbildung 2.10:</b> Ein mit einem thermoelektrischen Generator bestückter Endschalldämpfer eines Range Extender des BMW i3 (Maße ca. 600x300x400) [79] .....	14
<b>Abbildung 2.11:</b> Vereinfachte Wirkungsgradkette der Kraft-Kälte-Kopplung .....	15
<b>Abbildung 2.12:</b> Vereinfachte Darstellung des Kreisprozesses einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsmaschine.....	16
<b>Abbildung 2.13:</b> Axialkolbenexpander Schnittdarstellung, Amovis GmbH [71].....	17
<b>Abbildung 2.14:</b> Axialkolbenexpander, Amovis GmbH [71].....	17
<b>Abbildung 2.15:</b> Der Versuchsaufbau der Einzelkomponenten Kältemaschine, Rückkühler, Brenner, Dampferzeuger und Expander, Amovis GmbH; (Maße ca. 2000x500x1500) [71] .....	18
<b>Abbildung 2.16:</b> Aufbau der Prüfstandsanlage des Projektes ThoREx; (Maße ca. 1200x700x1500) [79] .....	19
<b>Abbildung 2.17:</b> Foto des Messemodells der Power Conditioning Unit; (Maße ca. 600x300x450) [34] .....	20
<b>Abbildung 2.18:</b> Darstellung der Komponenten der Power Conditioning Unit aufgeteilt in Klimaanlage, Verbrennungskraftmaschine, elektrische Energieerzeugung und Wärmeauskopplung mittels Wärmeübertrager .....	20
<b>Abbildung 2.19:</b> Die Darstellung zeigt von links nach rechts den Pfad der Elektrifizierung und die Herausforderungen an Innenraumkühlung und – heizung mit der Einordnung des mBHKW mit KKK in Anlehnung an [81] mit dem Bereich der Forschungskernfrage.....	21

<b>Abbildung 3.1:</b> Methodisches Vorgehen bei der Erstellung des Prozessmodelles basierend auf [32] zur Entwicklung des Versuchsstandes und des Simulationsmodells am Institut für Konstruktionselemente, Mechatronik und Elektromobilität an der Hochschule Hannover.....	24
<b>Abbildung 3.2:</b> Der abgebildete Versuchsstand ist in zwei thermische Bilanzräume aufgeteilt. Bilanzraum 1 ist für die Verbrennungskraftmaschine und Bilanzraum 2 für die mechanisch ankoppelbaren Komponenten eingerichtet. Die Verbrennungskraftmaschine treibt den Klimakompressor oder die E-Maschinen elektrisch gekoppelt an. Die zwei E-Maschinen treiben den Klimakompressor oder bremsen die Verbrennungskraftmaschine mittels Gegenmoment. ....	26
<b>Abbildung 3.3:</b> Übersicht der Bilanzräume des mikro Blockheizkraftwerkes mit Kraft-Kälte-Kopplung im Labor der HS Hannover.....	27
<b>Abbildung 3.4:</b> Vereinfachte Wirkungsgradkette des mikro-Blockheizkraftwerkes mit Kraft-Kälte-Kopplung.....	29
<b>Abbildung 3.5:</b> Darstellung des Bilanzraumes der Verbrennungskraftmaschine mit den Stoff- und Energieströmen in Anlehnung an [5, 70] .....	30
<b>Abbildung 3.6:</b> Systemgrenze und Bilanzraum für die Drehstrom Asynchron Maschine mit der Darstellung der auftretenden Verluste im Motor-Betrieb .....	35
<b>Abbildung 3.7:</b> Systemgrenze und Bilanzraum für die Drehstrom Asynchron Maschine mit der Darstellung der auftretenden Verluste im Generator-Betrieb. ....	35
<b>Abbildung 3.8:</b> Darstellung aus der DIN 1946-3:2006: Mittlere Lufttemperatur im Fahrzeuginnenraum in Abhängigkeit von der Außentemperatur .....	38
<b>Abbildung 3.9:</b> Komponenten des Heizungs-, Klima-, und Lüftungssystem im Standard PKW Darstellung von [51] .....	39
<b>Abbildung 3.10:</b> Wasserdampfgehalt in Luft in Abhängigkeit von der Temperatur nach [75].....	40
<b>Abbildung 3.11:</b> Wärmeabgabe eines Menschen (75 kg) bei unterschiedlichen Tätigkeiten nach [76].....	41
<b>Abbildung 3.12:</b> Übersicht der der Bilanzräume des Prüfstandes im Bereich der zwei Luftkanäle der Klimaanlage .....	43
<b>Abbildung 3.13:</b> Blockschaltbild der Bilanzen am Heizelement .....	44
<b>Abbildung 3.14:</b> Blockschaltbild der Bilanzen am Verdampfer .....	46
<b>Abbildung 3.15:</b> Blockschaltbild der Kondensatorbilanz .....	47
<b>Abbildung 3.16:</b> Einteilung von Deutschland in fünfzehn Klimazonen durch den Deutschen Wetterdienst [12] .....	49
<b>Abbildung 3.17:</b> Verlauf des CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktors mit roter Trendlinie des „Strommix Deutschland“ auf Basis von Daten des Umweltbundesamtes von 2017 .....	51

<b>Abbildung 4.1:</b> Darstellung der Willians-Linien des HONDA SH300i im Drehzahlband von 1500-6500 1/min zur Ermittlung der Reibungsdruckverluste. Der Schnittpunkt der Verlängerung der Linien mit der X-Achse gibt den ermittelten Mitteldruck wieder. Dieser liegt zwischen -1,8 bis -3,0 bar .....	53
<b>Abbildung 4.2:</b> Darstellung des mechanischen Wirkungsgradkennfeldes des HONDA SH300i im Drehzahlbereich von 1500 bis 7500 1/min .....	54
<b>Abbildung 4.3:</b> Darstellung des Seiliger-Prozesses im pV- und Ts- Diagramm .....	55
<b>Abbildung 4.4:</b> Einordnung des Verdichtungsverhältnisses auf effektiven Mitteldruck und -Wirkungsgrad bei Volllast eines Ottomotors nach [29] .....	56
<b>Abbildung 4.5:</b> Verlustaufteilung des realen Verbrennungsmotors HONDA SH300i nach [63] mit grün eingezeichnet pme = 6,5 bar und rot pme = 10,8 bar ....	57
<b>Abbildung 4.6:</b> Darstellung der ermittelten thermischen Leistung und Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl und Belastung der VKM HONDA SH300i .....	59
<b>Abbildung 4.7:</b> Darstellung der ermittelten mechanischen und thermischen Leistungen in Abhängigkeit von der Drehzahl und Belastung der VKM HONDA SH300i .....	59
<b>Abbildung 4.8:</b> Im dargestellten log p,h-Diagramm [45] ist der ideale Kreisprozess des berechneten Kältekreislaufs mit R134a eingetragen .....	62
<b>Abbildung 4.9:</b> Darstellung der Kennfelder des Klimakompressors Sanden SD7B10 mit R134a im gekennzeichneten Drehzahlbereich von 800 – 1550 1/min...	63
<b>Abbildung 4.10</b> Kennfelder der SANDEN Taumelscheiben- und Scroll Verdichter für den Drehzahlbereich n = 1000 - 3000 1/min .....	64
<b>Abbildung 4.11:</b> Darstellung der mechanischen und nutzbaren thermischen Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl der VKM HONDA SH300i im Versuchsaufbau.....	67
<b>Abbildung 5.1:</b> Vergleich des Wirkungsgradvorteils der Nutzung Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb am Standort Hannover der drei Fahrzeugklassen Betrachtungszeitraum (2012-2016) .....	83
<b>Abbildung 5.2:</b> Anlagenwirkungsgrade bei Betrieb des mBHKW+KKK der drei Fahrzeugklassen im Mischluftbetrieb der Klimazonen von Deutschland ....	85
<b>Abbildung 5.3:</b> Übersicht der Anlagenwirkungsgrade im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen .....	86
<b>Abbildung 5.4:</b> Zusammenfassung der CO <sub>2</sub> -Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen in Deutschland bei Betrieb des mBHKW mit KKK der drei Fahrzeugklassen .....	87
<b>Abbildung 5.5:</b> Zusammenfassung der CO <sub>2</sub> Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen .....	88

<b>Abbildung 5.6:</b> Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des mBHKW mit KKK der drei Fahrzeugklassen.....	89
<b>Abbildung 5.7:</b> Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb des Prinzip E-Welle der drei Fahrzeugklassen .....	90
<b>Abbildung 5.8:</b> Vergleich des Wirkungsgradvorteils der Nutzung Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb über alle Zonen der drei Fahrzeugklassen.....	91
<b>Abbildung 5.9:</b> Zusammenfassung der zusätzlichen Reichweite im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Betrieb der Wärmepumpe der drei Fahrzeugklassen .....	93
<b>Abbildung 5.10:</b> Zusammenfassung der CO <sub>2</sub> Einsparung im Mischluftbetrieb in den fünfzehn Klimazonen von Deutschland bei Nutzung der Wärmepumpe der drei Fahrzeugklassen .....	94
<b>Abbildung 5.11:</b> Darstellung des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von der Drehzahl.....	96
<b>Abbildung 7.1:</b> Darstellung der im Versuchsaufbau integrierten Mess-Sensoren für die Ermittlung der Daten am mikro BHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung.....	124
<b>Abbildung 7.2:</b> Darstellung der im Versuchsaufbau integrierten Mess-Sensoren für die Ermittlung der Daten im Fließschema [Che16].....	125
<b>Abbildung 7.3:</b> Darstellung des Simulationsmodells der Verbrennungskraftmaschine in MATLAB .....	126
<b>Abbildung 7.4:</b> Darstellung Verbrauchskennfeldes des HONDA SH300i [SAR14]...	130
<b>Abbildung 7.5:</b> Leistung, Drehmoment und Verbrauch des HONDA SH300i bei maximaler Last [SAR14].....	130
<b>Abbildung 7.6:</b> Darstellung der Abgastemperaturen als Funktion der Last des HONDA SH300i [SAR14].....	131
<b>Abbildung 7.7:</b> Der neue gekennzeichnete Arbeitsbereich des größten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i der zwischen 3700 – 6200 1/min liegt hat einen thermischen Leistungsbereich von 5,7 – 13,0 kW und einen mechanischen Leistungsbereich von 2,0 - 14,5 kW.....	131
<b>Abbildung 7.8:</b> Im gekennzeichneten Drehzahlbereich des ermittelten besten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i liegt ein Bestpunkt des Kühl- und Abgas-Wärmeübertrager.....	132
<b>Abbildung 7.9:</b> Der gekennzeichnete Arbeitsbereich des größten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i liegt zwischen 3700 – 6200 1/min.....	133
<b>Abbildung 7.10:</b> Darstellung der Kennfelder des Taumelscheibenverdichters SD7B10 .....	139

- Abbildung 7.11:** Darstellung des Kennfeldes des untersuchten mBHKW mit Drehzahl, Verdichter- und Kondensatorleistung sowie COP des Sandes SD7B10 .....140
- Abbildung 7.12:** Die Auswertung zeigt, dass der Bereich der größten Kälteleistung von 1,7 kW des Taumelscheibenverdichters SANDEN SD7B10 liegt zwischen 690 bis 1400 1/min, der COP liegt dabei im Bereich von 1,0 bis 2,0 [-] ...141
- Abbildung 7.13:** Kennfelder der Scroll-Verdichter für den Drehzahlbereich 1000 bis 3000 1/min .....142
- Abbildung 7.14:** Die Darstellung zeigt der Verdichterleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C .....143
- Abbildung 7.15:** Die Darstellung zeigt die Kondensatorleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C .....143
- Abbildung 7.16:** Die Darstellung zeigt die Kälteleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C .....144
- Abbildung 7.17:** Darstellung von [80] der Energieströme im BEV (Randbedingungen:  $T_{\text{Umgebung}} = -15\text{ °C}$ ,  $T_{\text{Kabine}} = 22\text{ °C}$ , keine Sonneneinstrahlung, Luftmenge = 5 kg/min, A/B-Segment-Fahrzeug,  $v_{\text{Fahrzeug}} = 18,3\text{ km/h}$ ).....146



## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 2.1:</b> Übersicht der Eigenschaften unterschiedlicher Antriebssysteme in Anlehnung an [81] .....	8
<b>Tabelle 2.2:</b> Zusammenstellung einer Auswahl der auf dem Markt befindlichen Verbrennungskraftmaschinen -Konzepte für Range Extender .....	8
<b>Tabelle 2.3:</b> Übersicht der etablierten Bezeichnung von Blockheizkraftwerken (BHKW) eingeteilt nach Leistungsklassen:.....	12
<b>Tabelle 2.4:</b> Übersicht des Motorprinzips und Betriebsweise für Blockheizkraftwerke.....	13
<b>Tabelle 3.1:</b> Übersicht einiger Motorenhersteller und -typen.....	25
<b>Tabelle 3.2:</b> Dichte, Mindestluftbedarf, unterer Heizwert und Gemisch-Heizwert gebräuchlicher Kraftstoffe .....	34
<b>Tabelle 3.3:</b> Einteilung des Begriffs der Behaglichkeit nach [18].....	37
<b>Tabelle 3.4:</b> Zahlenwerte für die thermische Behaglichkeit .....	38
<b>Tabelle 3.5:</b> Gesamte Wärmeabgabe $q_P$ (trocken und feucht) und Feuchteabgabe und $mW$ , $P$ des Menschen nach [18] .....	41
<b>Tabelle 3.6:</b> Zonen und zugeordnete Repräsentanzstationen (DIN 4710:2003-01) .....	50
<b>Tabelle 3.7:</b> Technische Daten der im Prüfstand verwendeten Messsensoren .....	52
<b>Tabelle 4.1:</b> Ergebnisse der Untersuchungen von [Sar14] des HONDA SH300i .....	55
<b>Tabelle 4.2:</b> Ergebnisse der VKM im RE der Firma AVL [50] .....	57
<b>Tabelle 4.3:</b> Prozentuale Angabe der Ausnutzung der chemischen Energie (100 %), Ergebnisse der Untersuchungen der VKM HONDA SH300i Otto 4-Takt, $n = 2100$ 1/min und $p_{me} = 6,5$ bar .....	58
<b>Tabelle 4.4:</b> Prozentuale Angabe der Ausnutzung der chemischen Energie (100 %), Ergebnisse der Untersuchungen der VKM HONDA SH300i Otto 4-Takt, $n = 6623$ 1/min und $p_{me} = 10,8$ bar .....	58
<b>Tabelle 4.5:</b> Rahmenbedingungen der Klimatisierung von Fahrzeugen nach [25] .....	69
<b>Tabelle 4.6:</b> Technische Daten für die Fahrgastinnenraumsimulation nach [44] .....	70
<b>Tabelle 5.1:</b> Darstellung der thermischen Leistungsvariationen in den drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse im Außen- und Umluftbetrieb.....	72
<b>Tabelle 5.2:</b> Zusammenfassung der thermischen Leistungsanforderungen für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von den Betriebsvarianten Außenluft- und Umluftbetrieb bei einer vorgegebenen Innenraumtemperatur von 22 °C. ....	73
<b>Tabelle 5.3:</b> Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur bei Umluftbetrieb.....	74

<b>Tabelle 5.4:</b> Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur bei Außenluftbetrieb .....	75
<b>Tabelle 5.5:</b> Vergleich der CO <sub>2</sub> -Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur im Umluftbetrieb	76
<b>Tabelle 5.6:</b> Vergleich der CO <sub>2</sub> -Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur beim Außenluftbetrieb .....	76
<b>Tabelle 5.7:</b> Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie im Umluftbetrieb .....	77
<b>Tabelle 5.8:</b> Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie im Außenluftbetrieb .....	78
<b>Tabelle 5.9:</b> Vergleich der Anlagenwirkungsgrade für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit von Außenlufttemperatur von mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb .....	79
<b>Tabelle 5.10:</b> Vergleich der CO <sub>2</sub> -Einsparung für das Heiz- und Kühlsystem inklusive Entfeuchtung in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur zwischen mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb.....	80
<b>Tabelle 5.11:</b> Vergleich der zusätzlichen Reichweite durch Einsparung an elektrischer Leistung zum elektrischen Klimatisieren und durch das Laden der Traktionsbatterie zwischen mBHKW mit KKK und dem Prinzip E-Welle im Mischluftbetrieb.....	81
<b>Tabelle 5.12:</b> Übersicht der durchschnittlichen Ergebnisse von Reichweitengewinn, Wirkungsgrad und CO <sub>2</sub> -Einsparung bei den untersuchten Range Extender Konzepten beim betrachteten Temperaturintervall von -20°C -bis + 35°C .....	84
<b>Tabelle 5.13:</b> Übersicht der durchschnittlichen Ergebnisse von Reichweitengewinn, Wirkungsgrad und CO <sub>2</sub> -Einsparung bei den untersuchten Range Extender Konzepten bei Betrachtung im Einsatz in den fünfzehn Klimazonen in Deutschland .....	95
<b>Tabelle 7.1:</b> Übersicht einer Auswahl von BEVs deren Reichweiten und Ladedauer in Anlehnung an [81] .....	127
<b>Tabelle 7.2:</b> Vergleich der chemisch-mechanischen Energiewandler incl. Brennstoffzelle.....	129
<b>Tabelle 7.3:</b> Thermische Leistungsermittlung der Insassen eines BEV .....	144
<b>Tabelle 7.4:</b> Auswertung der Nutzungstage des mBHKW mit KKK für die Jahre 2012-2016 am Standort Hannover List [27] für die Klimasimulation der drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse.....	145
<b>Tabelle 7.5:</b> Auszug aus der DIN4710:2003-01 Stationsdetail der Klimazonen.....	147

<b>Tabelle 7.6:</b> Zone 1; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Bremerhaven, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	148
<b>Tabelle 7.7:</b> Zone 2; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Rostock-Warnemünde, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	148
<b>Tabelle 7.8:</b> Zone 3; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Hamburg-Fuhlsbüttel, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	148
<b>Tabelle 7.9:</b> Zone 4; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Potsdam, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	149
<b>Tabelle 7.10:</b> Zone 5; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Essen, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	149
<b>Tabelle 7.11:</b> Zone 6; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Bad Marienberg, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1963-1990 .....	149
<b>Tabelle 7.12:</b> Zone 7; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Kassel, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	150
<b>Tabelle 7.13:</b> Zone 8; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Braunlage, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	150
<b>Tabelle 7.14:</b> Zone 9; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Chemnitz, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1977-1990 .....	150
<b>Tabelle 7.15:</b> Zone 10; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Hof, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	151
<b>Tabelle 7.16:</b> Zone 11 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Fichtelberg, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	151
<b>Tabelle 7.17:</b> Zone 12 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Mannheim, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	151
<b>Tabelle 7.18:</b> Zone 13 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Passau, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	152
<b>Tabelle 7.19:</b> Zone 14 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Stötten, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	152
<b>Tabelle 7.20:</b> Zone 15 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Garmisch-Partenkirchen, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990 .....	152

## **Verzeichnis der studentischen Arbeiten**

Im Rahmen der Anfertigung dieser Dissertation entstanden unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors der hier beschriebenen Arbeit die nachfolgend aufgeführten studentischen Arbeiten. Die entstandenen Ergebnisse sind teilweise in die vorliegende Arbeit eingeflossen. Vielen Dank an die Bearbeiter für Ihre Unterstützung.

[Sar14]: Sarudschidi, J.:

Kennfeldaufnahme einer Verbrennungskraftmaschine für den Power Conditioning Unit Versuchstand. Bachelorarbeit (2014)

[Sau14]: Saul, D.:

Kennfeldimplementierung mittels zweier Frequenzumrichter zur Untersuchung einer Verbrennungskraftmaschine für den Power Conditioning Unit Versuchstand. Bachelorarbeit (2014)

[Jäd15]: Jädicke, A.:

Konzeptentwicklung einer einheitlichen Medienschnittstelle zur Gebäude- und Fahrzeuganbindung für ein mobiles mikro BHKW. Bachelorarbeit (2015)

[Bra15]: Branding, B.:

Konstruktion, Aufbau und Bilanzierung eines Klimakreislaufs am Power Conditioning Unit-Prüfstand. Bachelorarbeit (2015)

[Gro15]: Gross, B.:

Implementierung eines Echtzeitbetriebssystems im bestehenden mikro BHKW-Prüfstand. Masterarbeit (2015)

[Che16]: Chen, X.:

Automatisierung der Betriebsmodi an einem bestehenden mikro BHKW-Prüfstand. Masterarbeit (2016)

## Verzeichnis der Veröffentlichungen

Im Rahmen der Anfertigung dieser Dissertation entstanden unter wesentlicher wissenschaftlicher und fachlicher Zusammenarbeit die hier aufgelisteten Veröffentlichungen. Die publizierten Ergebnisse sind teilweise in die vorliegende Arbeit eingeflossen.

[SCH13]: **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

Wartungs- und Leistungszyklen für mobile mikro BHKWs im Leistungsbereich 15 kW,  
Poster Präsentation in der Hochschule Hannover, Abschlussveranstaltung des  
niedersächsischen Forschungsnetzes InErg. 23.10.2013

[Rüs14]: Rüscher H., **Schmicke C.R.P.**, Minnrich J.P., Gusig L.-O.:

Weiterentwicklung von Range Extendern zu mobilen mikro Blockheizkraftwerken in  
Fahrzeugen und Gebäuden,  
Techniktagung Kraft-Wärme-Kopplungssysteme, 29.-30.04.2014, Berlin

[Min14]: Minnrich J.P., Rüscher H., **Schmicke C.R.P.**, Gusig L.-O.:

Integration einer mikro PCU im Thermomanagement eines Elektrofahrzeugs unter  
Berücksichtigung von Reichweite und Emissionen,  
9. Tagung — Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs,  
05-06.06.2014, Potsdam

[Sch14]: **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Minnrich J.P., Gusig L.-O.:

Strategies for combined use of power conditioning units in vehicles and buildings,  
International Conference on Sustainability in Energy and Buildings 2014.

[Min15]: Minnrich J.P., **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

Multifuel Application in Alternative Range-Extender-Concepts,  
International Conference IDTechEx, 28-29.04.2015, Berlin

[Rüs15]: Rüscher H., Minnrich J.P., **Schmicke C.R.P.**, Gusig L.-O.:

Applicability and scalability of mobile mCHP units in mid-size battery electric vehicles and detached houses with different energy standards,

International Conference on Sustainability in Energy and Buildings 2015, 01-03.07.2015 Lisabon, Portugal

[Sch15]: **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

Forschungskoooperation zur Thematik „Skalierbarkeit mobiler mikro Blockheizkraftwerke“ an der Hochschule Hannover,

Zeitschriftenaufsatz: gwf-Gas/Erdgas 5/2015, Seite 236-237

[Sch15/2]: **Schmicke C.R.P.**, Minnrich J. P., Rüscher H., Gusig L.-O.:

Untersuchung von mobilen mikro BHKW an Prüfständen der Hochschule Hannover,

Zeitschriftenaufsatz: Ingenieurspiegel 4/2015, Seite 60-61

[Min16]: Minnrich J.P., **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

Mobile mikro BHKW in elektrischen Fahrzeugen im Spannungsfeld von Emissionen, Komfort und Reichweite, Plug-In-Hybride und Range Extender, Darmstadt, 2016

[Han16]: Hanif H. I., Minnrich J.P., **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

Bauraum- und gewichtstechnische Untersuchung einer mobilen mikro-PCU zur Bereitstellung von Wärme, Kälte und elektrischem Strom in E-Fahrzeugen  
10. Tagung — Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, 09-10.06.2016, Potsdam

[Soe16]: Schöner D., Pump R., **Schmicke C.R.P.**, ET AL.:

IT-Unterstützung von BHKW-Prüfständen in der angewandten Forschung.

In: Mayr, H. C.; Pinzger, M. (Hrsg.): Informatik 2016. Bonn und Berlin, 2016

[Sch18]: **Schmicke C.R.P.**, Rüscher H., Gusig L.-O.:

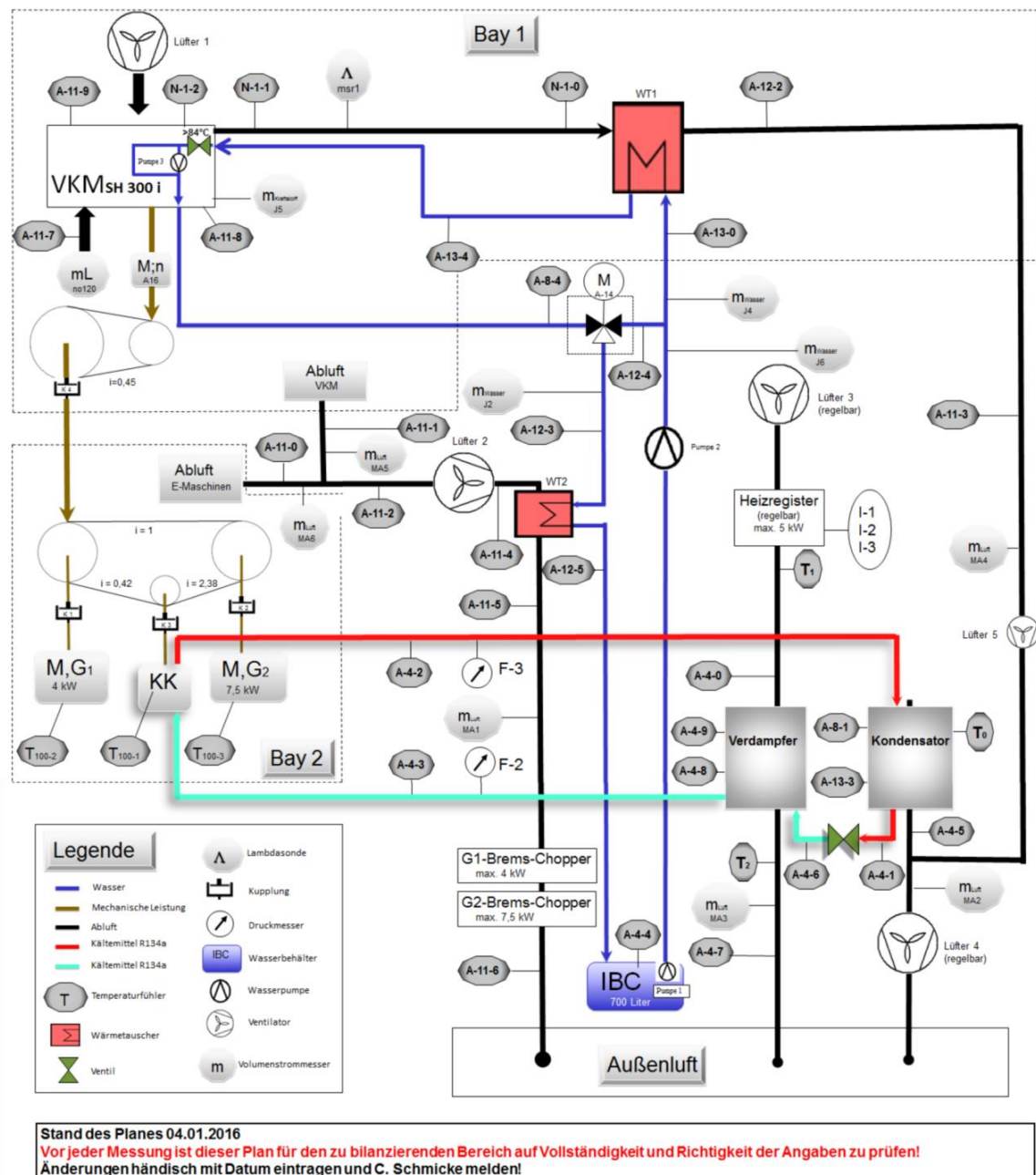
Geografische Wirkungsgradkarten für die gemeinsame effiziente Nutzung von mobilen mikro Blockheizkraftwerken mit Kraft-Kälte-Kopplung in E-Fahrzeugen und Wohngebäuden, Workshop Simulation in den Umwelt- und Geowissenschaften, Hannover, 2018

---

## Anhang

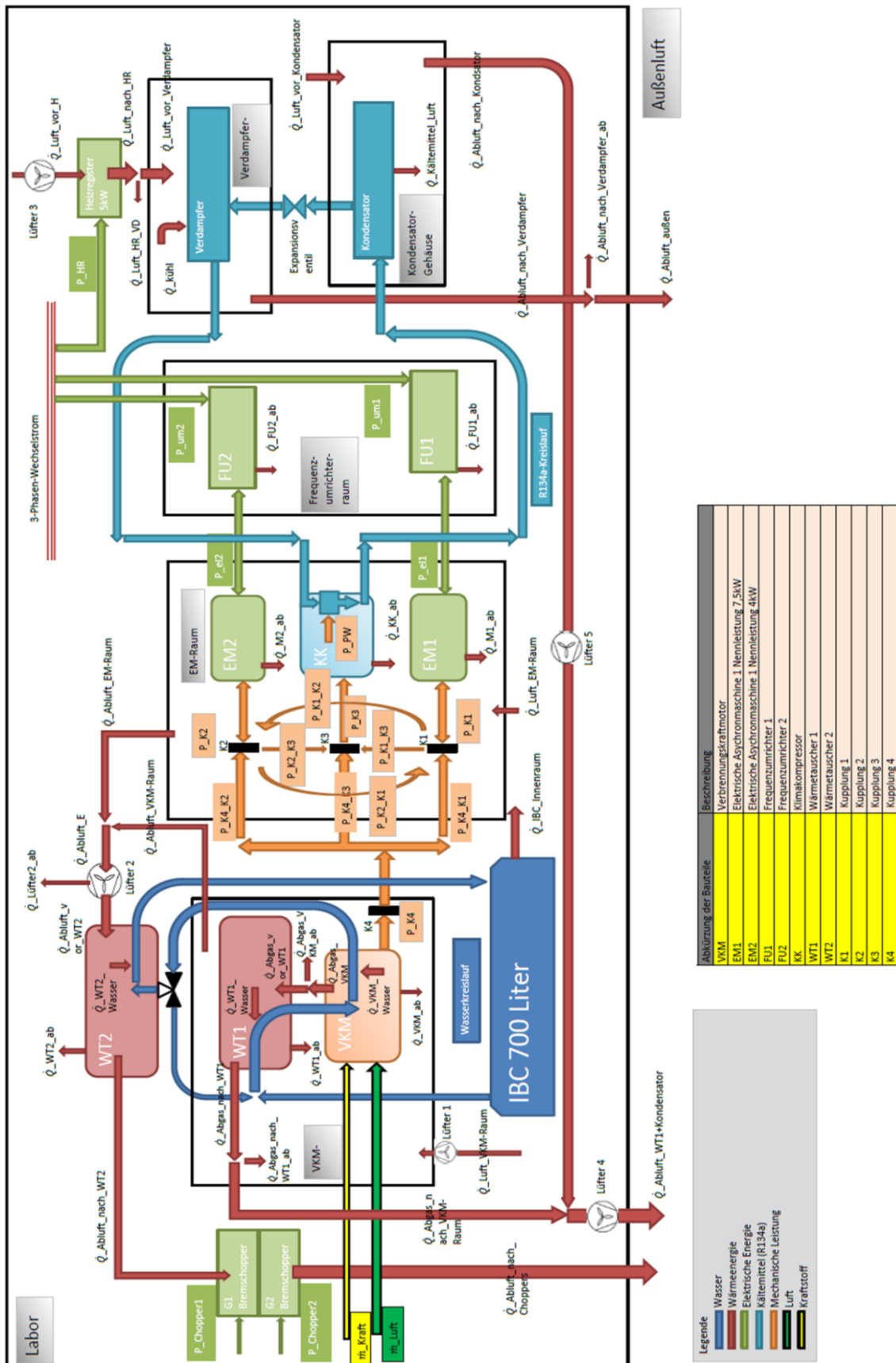
I.	Bilanzkreise und Messstellen des mBHKW Prüfstandes .....	124
II.	Simulationsmodell der Verbrennungskraftmaschine.....	126
III.	Übersicht der aktuellen Reichweiten und Ladedauer von BEV .....	127
IV.	Bewertungssystem .....	129
V.	Auswertung der im Labor ermittelten Kennfelder.....	130
VI.	Herleitung des thermischen Wirkungsgrades für Otto- und Diesel- Motoren nach den Grundlagen von BAEHR .....	134
VII.	Daten und Kennfelder der Kältemaschine .....	139
VIII.	Auslegungsparameter für den KM-Antrieb im mBHKW-Versuchsstand .....	140
IX.	Auswertungen des Taubelscheibenverdichters .....	141
X.	Einflussparameter Luftgeschwindigkeiten im Klimaanlage system.....	143
XI.	Auswertung der Anzahl der Heiz- und Kühltage.....	145
XII.	Energieströme im BEV .....	146
XIII.	Stationsdetails der Klimazonen .....	147
XIV.	Wetterdaten für die Simulation der Klimazonen .....	148

## I. Bilanzkreise und Messstellen des mBHKW Prüfstandes



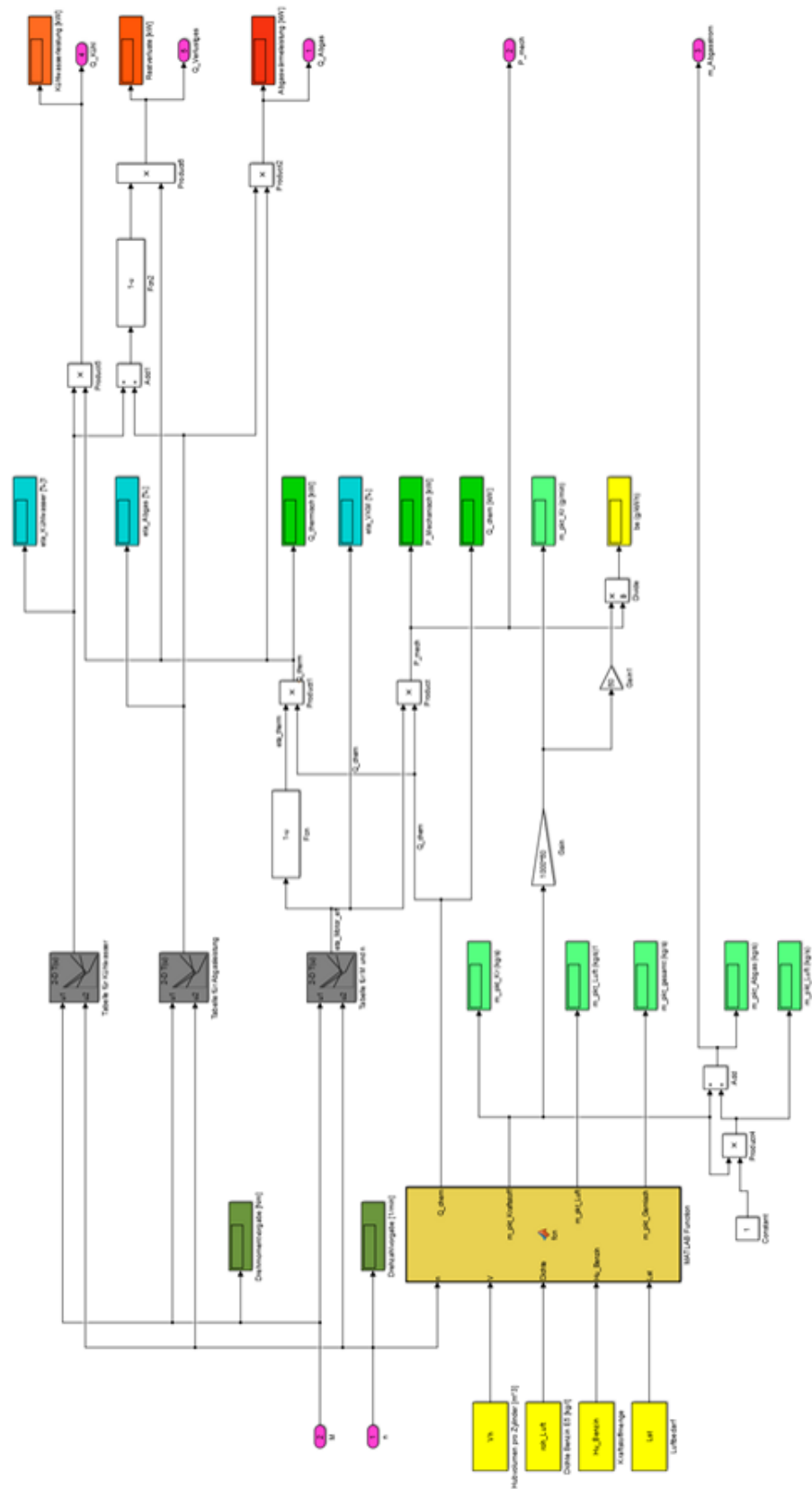
**Abbildung 7.1:** Darstellung der im Versuchsaufbau integrierten Mess-Sensoren für die Ermittlung der Daten am mikro BHKW mit Kraft-Kälte-Kopplung





**Abbildung 7.2:** Darstellung der im Versuchsaufbau integrierten Mess-Sensoren für die Ermittlung der Daten im Fließschema [Che16]

## II. Simulationsmodell der Verbrennungskraftmaschine



**Abbildung 7.3:** Darstellung des Simulationsmodells der Verbrennungskraftmaschine in MATLAB

### III. Übersicht der aktuellen Reichweiten und Ladedauer von BEV

**Tabelle 7.1:** Übersicht einer Auswahl von BEVs deren Reichweiten und Ladedauer in Anlehnung an [81]

Modell	Reich- weite in km NEFZ	Max. Geschwin- digkeit in km/h	Leistung in kW	Verbrauch in kWh/ 100 km	Ladedauer in Stunden Standardsystem
BMW i3 (60Ah)	190	150	125	12,9	6 bis 8
BMW i3 (94Ah)	240	150	125	12,6	0,5 bis 5
Chevrolet Volt	83	160	111	16,9	10
Citroën C-Zero	150	130	49	12,6	6
Ford Focus Electric	225	137	107	15,4	11
Kia Soul EV	212	145	81	14,7	5
Karabag 500E	139	105	30	13,9	k. A.
Mercedes-Benz B 250e	200	160	132	16,6	k. A.
Mitsubishi i-MiEV	150	130	49	13,5	6
Nissan e-NV200 Kombi	170	123	80	16,5	10
Nissan E-NV200 EVALIA	170	123	80	16,5	10
Nissan Leaf (24 kWh)	199	144	80	15	10
Nissan Leaf (30kWh)	250	144	80	15	12,5
Opel Ampera-e	520	150	111	16,9	6
Peugeot iOn	150	130	49	11,3	6
Renault Fluence Z.E.	138	135	70	25,7	12
Renault Kangoo Z.E.	170	130	44	15,5	7
Renault Kangoo Z.E. 33	270	130	44	15,2.	17
Renault Kangoo Maxi Z.E.33	270	130	44	15,2	17
Renault Twizy 45	120	45	4	5,8	3,5
Renault Twizy 80	100	80	8	6,1	3,5
Renault Zoe (22kWh)	240	135	43	13,3	7,5
Renault Zoe (41 kWh)	210	135	43	13,3	7,5
Smart Forfour electric drive	160	130	60	13,1	7
Smart Fortwo Brabus Cabrio ED	155	130	35	17,6	7
Smart Fortwo Cabrio ED	155	130	35	17,6	7

**-Fortsetzung Tabelle 7.1-**

Modell	Reich- weite in km NEFZ	Max. Geschwin- digkeit in km/h	Leistung in kW	Verbrauch in kWh/ 100 km	Ladedauer in Stunden Standardsystem
Tesla Model S 60D	351	210	244	14,7	20
Tesla Model S 70	470	225	244	k. A.	20
Tesla Model S 70D	470	225	244	18	20
Tesla Model S 75	401	210	350	15,6	20
Tesla Model S 75D	417	210	386	15,3	20
Tesla Model S 90D	557	250	396	17,7	24
Tesla Model S P100D	632	250	515	16,3	28
Tesla Model X 100D	565	250	386	18,4	28
Tesla Model X 75D	417	210	245	18,0	20
Tesla Model X 90D	489	250	310	18,4	24
Tesla Model X P100D	542	250	568	18,5	28
Think City	180	100	17	k. A.	10
VW E-Golf	300	150	85	11,7	10
VW E-Up!	160	130	60	11,7	9
VW E- load Up!	160	130	60	11,7	9
<b><i>Durchschnitt</i></b>	<b><i>272</i></b>	<b><i>157</i></b>	<b><i>142</i></b>	<b><i>15</i></b>	<b><i>13</i></b>

#### IV. Bewertungssystem

Eine Einteilung und Bewertung der unterschiedlichen Energiewandler und deren Potential wurde in der Studie REXEL<sup>1</sup> beschrieben und ist in folgender Tabelle zusammengefasst.

**Tabelle 7.2:** Vergleich der chemisch-mechanischen Energiewandler incl. Brennstoffzelle

	Hubkolben Otto 2-Takt	Hubkolben Otto 4-Takt	Hubkolben Diesel 4-Takt	Rotations- kolben- Wankel	Frei- kolben- motor	Gasturbine mit Rekuperator ( $\eta = 90\%$ )	Brenn- Stoffzelle (PEFC)
Effektiver Wirkungsgrad mit allen Nebenaggregaten	25 % (SdT)	30 % (SdT)	36 % (SdT)	28 % (SdT)		28 % (SdT)	58 % (SdT)
Bestpunkt 20 kW	30 % (Potential)	32 % (Potential)	38 % (Potential)	29 % (Potential)	37 % (Potential)	37 % (Potential)	70 % Potential
Effektiver Wirkungsgrad mit allen Nebenaggregaten	21 - 30 % (Potential)	22 - 32 % (Potential)	30 - 38 % (Potential)	20 - 29 % (Potential)	35 - 37 % (Potential)	29 - 37 % (Potential)	56 - 70 % (Potential)
Bestpunkt 5 kW -20 kW							
Noise Vibration Harshness	-	-	--	0	0	+	++
Packaging Variabilität	-	-	-	-	-	0	++
Leistungsdichte gravimetrisch [W/Liter]	1000	830	220	1030	750	400	900
Leistungsdichte volumetrisch [W/Liter]	490	390	160	2143	510	100	1100
Herstellkosten	++	+	0	+	+	0	--
Rohemissionen Schadstoffe	-	0	--	-	-	++	++
Emissionen nach Abgasnachbehandlung Schadstoffe	+	+	+	+	+	Entfällt	entfällt
Kraftstoffflexibilität (technologisch realisierbar)	+	+	0	+	+	++	0
Vielstofffähigkeit (im Betrieb realisierbar)	+	+	0	+	+	++	--
Skalierbarkeit	++	++	++	++	++	++	++
Dynamik:							
Kaltstart	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 90s	< 30s
Warmstart	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 20s	< 3s
Lastsprung	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 1s	< 10s	< 1s

<sup>1</sup> Abschlussbericht REXEL – 04/12 Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. DLR; Seite 154

## V. Auswertung der im Labor ermittelten Kennfelder

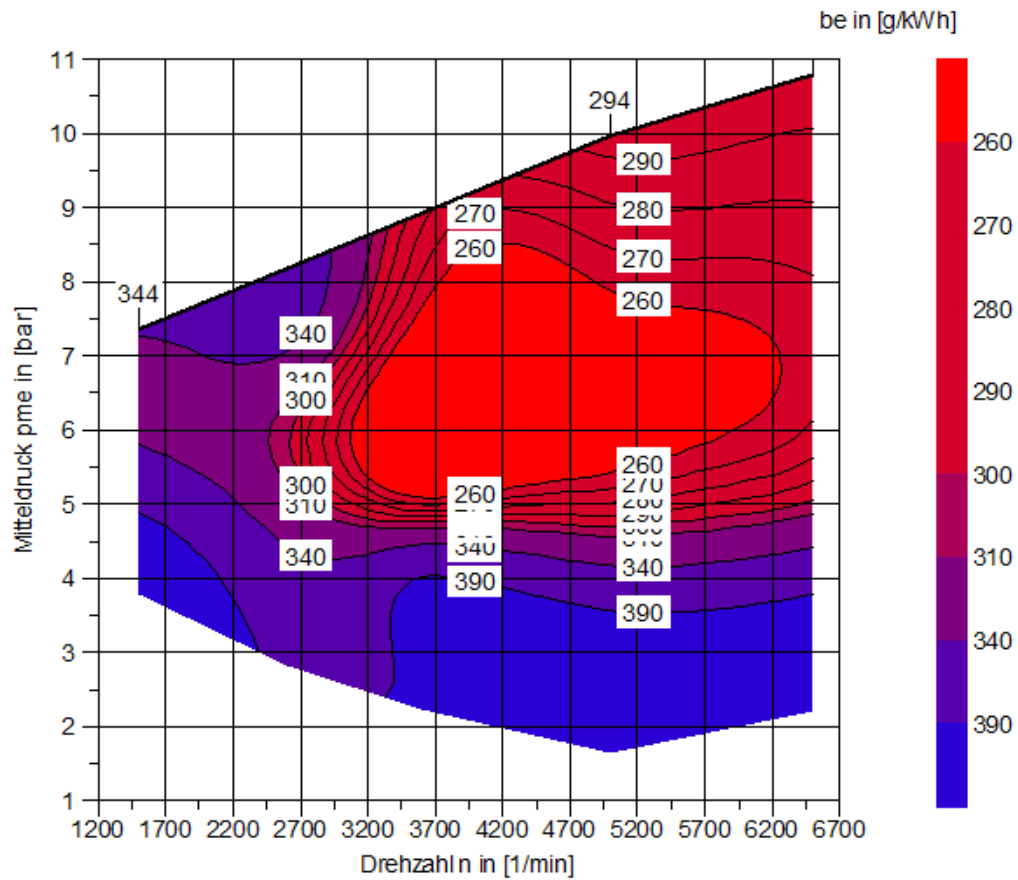


Abbildung 7.4: Darstellung Verbrauchskennfeldes des HONDA SH300i [SAR14]

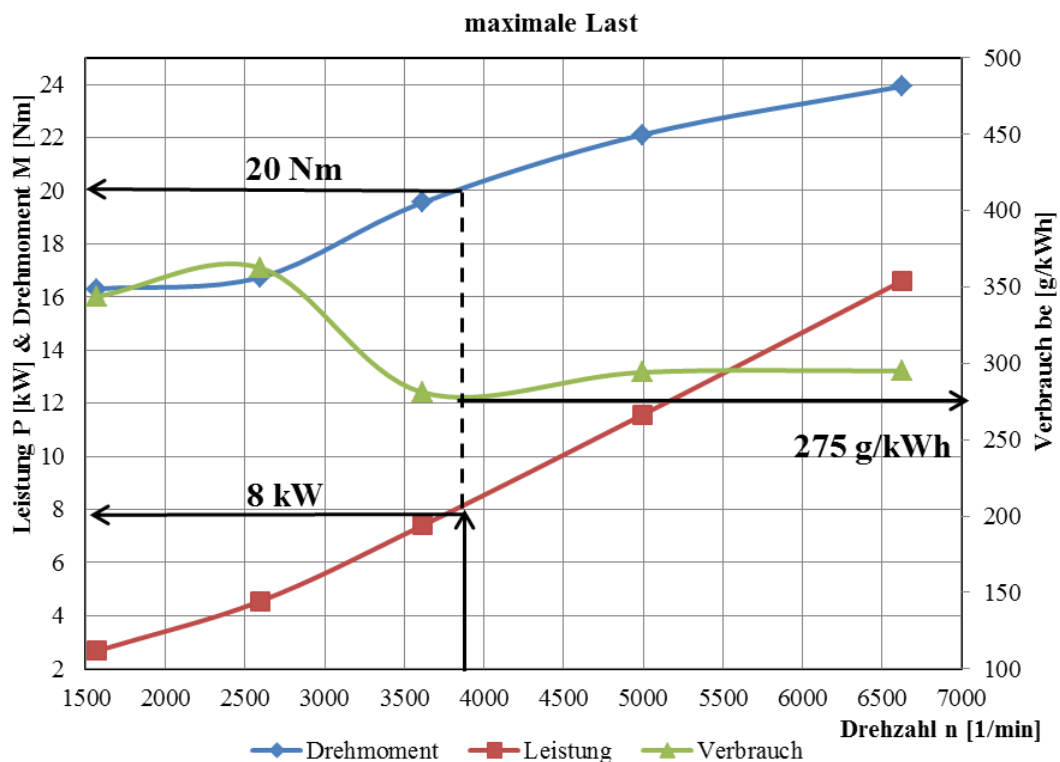
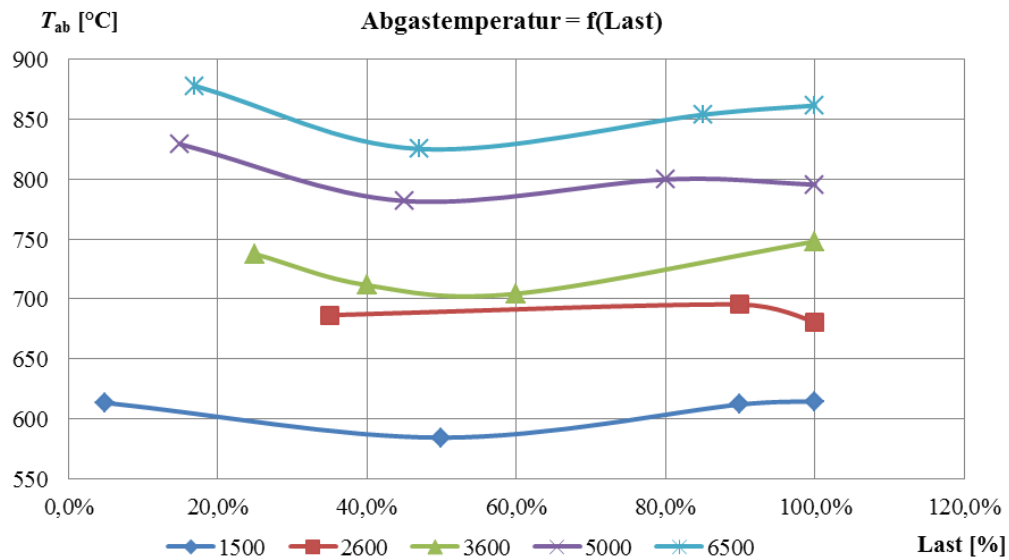
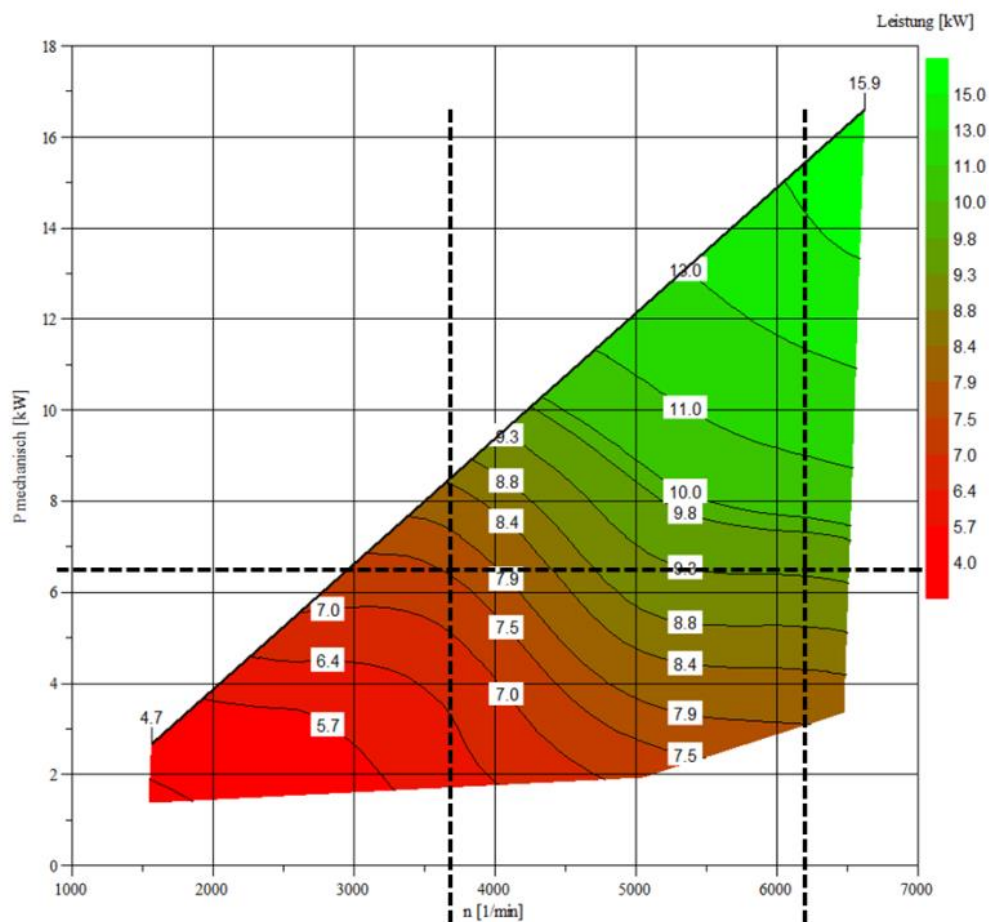


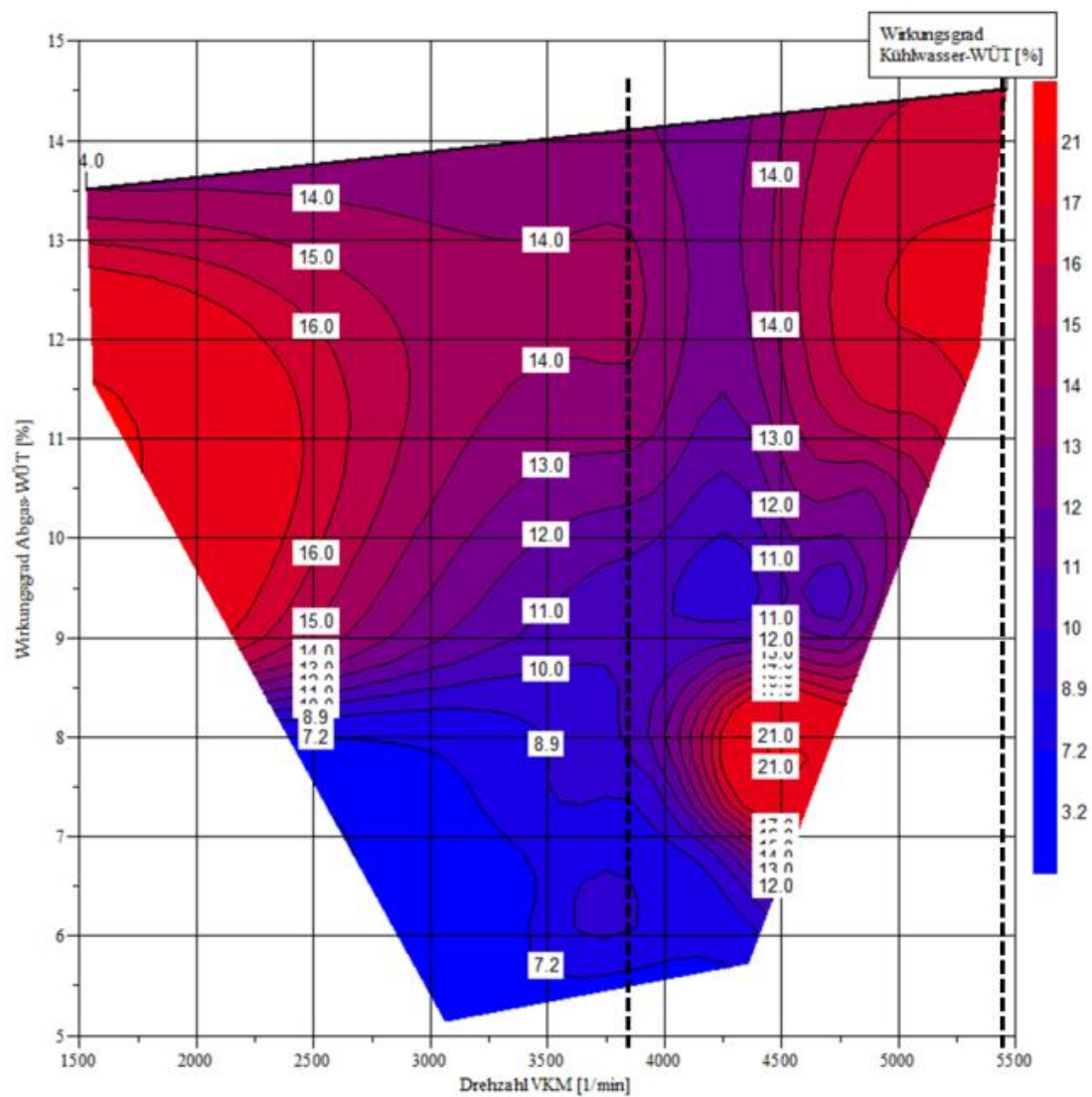
Abbildung 7.5: Leistung, Drehmoment und Verbrauch des HONDA SH300i bei maximaler Last [SAR14]



**Abbildung 7.6:** Darstellung der Abgastemperaturen als Funktion der Last des HONDA SH300i [SAR14]

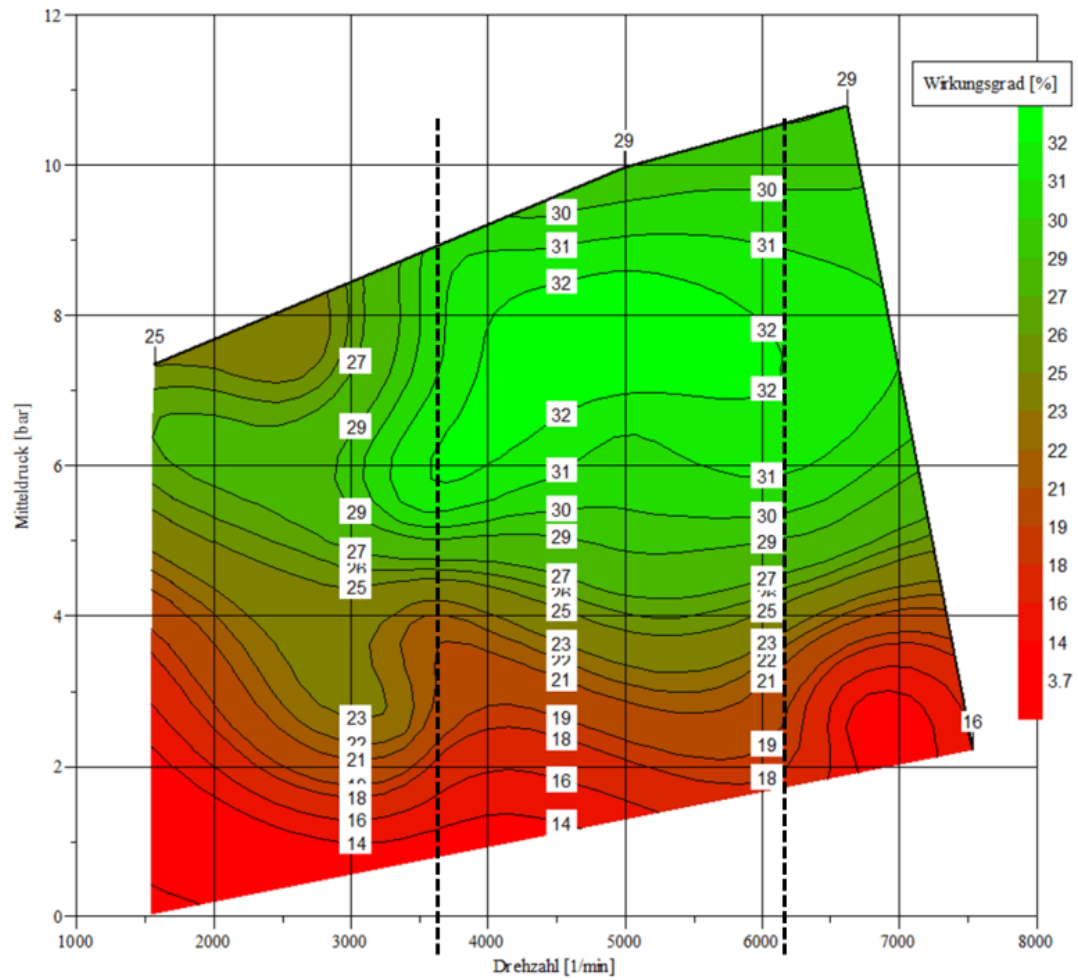


**Abbildung 7.7:** Der neue gekennzeichnete Arbeitsbereich des größten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i der zwischen 3700 – 6200 1/min liegt hat einen thermischen Leistungsbereich von 5,7 – 13,0 kW und einen mechanischen Leistungsbereich von 2,0 - 14,5 kW



**Abbildung 7.8:** Im gekennzeichneten Drehzahlbereich des ermittelten besten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i liegt ein Bestpunkt des Kühl- und Abgas-Wärmeübertrager





**Abbildung 7.9:** Der gekennzeichnete Arbeitsbereich des größten Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine HONDA SH300i liegt zwischen 3700 – 6200 1/min

## VI. Herleitung des thermischen Wirkungsgrades für Otto- und Diesel- Motoren nach den Grundlagen von BAEHR

Definition einiger Verhältnisse:  $\pi = \frac{p_2'}{p_2}$        $\varphi = \frac{V_3}{V_2'}$        $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$

Thermischer Wirkungsgrad:  $\eta_{thS} = 1 - \frac{|q_{Ab}|}{q_{Zu}} = 1 - \frac{|q_A|}{q_B} = 1 - \frac{|q_A|}{q_{Bv} + q_{Bp}}$

Bestimmung der zu- bzw. abgeführten Wärme über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik:

**Isochore 4 - 1:**

$$\begin{aligned} q_{41} + w_{41} &= u_1 - u_4 \\ q_{41} &= c_v * (T_1 - T_4) \\ q_A &= q_{41} = c_v * (T_1 - T_4) \end{aligned}$$

$$|q_A| = c_v * (T_4 - T_1) \quad (7-1)$$

$$q_B = q_{Bv} + q_{Bp}$$

**Isochore 2 - 2':**

$$\begin{aligned} q_{22'} + w_{22'} &= u_{2'} - u_2 \\ q_{22'} &= c_v * (T_{2'} - T_2) \\ q_{Bv} &= q_{22'} = c_v * (T_{2'} - T_2) \end{aligned}$$

$$q_{Bv} = c_v * (T_{2'} - T_2) \quad (7-2)$$

**Isobare 2' - 3:**

$$\begin{aligned} q_{2'3} + w_{2'3} &= u_3 - u_{2'} \\ q_{2'3} &= c_p * (T_3 - T_{2'}) \\ q_{Bp} &= q_{2'3} = c_p * (T_3 - T_{2'}) \end{aligned}$$

$$q_{Bp} = c_p * (T_3 - T_{2'}) \quad (7-3)$$

Damit wird der thermische Wirkungsgrad zu:  $\eta_{thS} = 1 - \frac{c_v * (T_4 - T_1)}{c_v * (T_{2'} - T_2) + c_p * (T_3 - T_{2'})}$

Nun sind alle Temperaturen als Funktion f (T<sub>2</sub>) auszudrücken:

**Isentrope 1 - 2:**

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (7-4)$$

**Isochore 2 - 2':**

$$\begin{aligned} p_2 * V_2 &= R * T_2 \\ p_{2'} * V_{2'} &= R * T_{2'} \\ T_{2'} &= T_2 * \frac{p_{2'}}{p_2} = T_2 * \pi \end{aligned}$$

$$T_{2'} = T_2 * \pi \quad (7-5)$$

**Isobare 2' - 3:**

$$p_{2'} * V_{2'} = R * T_{2'}$$

$$p_3 * V_3 = R * T_3$$

$$T_3 = T_{2'} * \frac{V_{2'}}{V_3} = T_{2'} * \varphi$$

$$T_3 = T_{2'} * \varphi \quad (7-6)$$

**Isentrope 3 - 4:**

$$T_3 * V_3^{\kappa-1} = T_4 * V_4^{\kappa-1}$$

**Isochore 4 - 1:**

$$V_4 = V_1$$

$$T_4 = T_3 * \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 * \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^{\kappa-1}$$

$$V_3 = \varphi * V_{2'} \text{ (aus Definition } \varphi \text{)}$$

$$V_{2'} = V_2 \text{ (Isochore)}$$

$$V_3 = \varphi * V_2$$

$$T_4 = T_3 * \left(\frac{V_2 * \varphi}{V_1}\right)^{\kappa-1} = T_3 * \left(\varphi * \frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} = T_3 * \left(\varphi * \frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1}$$

$$T_4 = T_3 * \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (7-7)$$

Nun die Temperaturen in der Formel für den thermischen Wirkungsgrad ersetzen:

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{c_v * (T_4 - T_1)}{c_v * (T_{2'} - T_2) + c_p * (T_3 - T_{2'})} = 1 - \frac{c_v * (T_4 - T_1)}{c_v * (T_{2'} - T_2) + \kappa * c_v * (T_3 - T_{2'})}$$

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_{2'} - T_2 + \kappa * (T_3 - T_{2'})} = 1 - \frac{T_3 * \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} - T_1}{T_2 * \pi - T_2 + \kappa * (T_{2'} * \varphi - T_{2'})}$$

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{T_3 * \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} - T_1}{T_2 * (\pi - 1) + \kappa * T_{2'} * (\varphi - 1)} = 1 - \frac{T_{2'} * \varphi * \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} - \frac{T_2}{\varepsilon^{\kappa-1}}}{T_2 * (\pi - 1) + \kappa * T_{2'} * \pi * (\varphi - 1)}$$

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{T_{2'} * \pi * \varphi * \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} - \frac{T_2}{\varepsilon^{\kappa-1}}}{T_2 * (\pi - 1) + \kappa * T_{2'} * \pi * (\varphi - 1)} = 1 - \frac{\pi * \varphi * \varphi^{\kappa-1} * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}}{(\pi - 1) + \kappa * \pi * (\varphi - 1)}$$

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{\pi * \varphi^{\kappa} * \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}}{(\pi - 1) + \kappa * \pi * (\varphi - 1)} = 1 - \frac{\frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} * (\pi * \varphi^{\kappa} - 1)}{\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)}$$

$$\eta_{\text{thS}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} * \frac{\pi * \varphi^{\kappa} - 1}{\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)} \quad \text{Gleichung 0}$$

Einführen der Last-Indikatoren:

$$\delta = \frac{q_B}{c_v * T_1} \quad \psi = \frac{q_{BV}}{q_B}$$

Für den Otto-Prozess gilt:

Für den Diesel-Prozess gilt:

$$q_{Bp} = 0 \rightarrow q_B = q_{BV} \rightarrow \psi = 1 \quad q_{BV} = 0 \rightarrow q_B = q_{Bp} \rightarrow \psi = 0$$

$$\text{keine Isobare} \rightarrow V_3 = V_{2'} \rightarrow \varphi = 1 \quad \text{keine Isobare} \rightarrow V_3 = V_{2'} \rightarrow \pi = 1$$

Berechnung  $\psi$ :

$$\psi = \frac{q_{BV}}{q_B} = \frac{c_v * (T_{2'} - T_2)}{c_v * (T_{2'} - T_2) + c_p * (T_3 - T_{2'})} = \frac{c_v * (T_{2'} - T_2)}{c_v * (T_{2'} - T_2) + \kappa * c_v * (T_3 - T_{2'})}$$

$$\psi = \frac{T_2 * \pi - T_{2'}}{T_2 * \pi - T_2 + \kappa * (T_{2'} * \varphi - T_2 * \pi)} = \frac{T_2 * \pi - T_2}{T_2 * \pi - T_2 + \kappa * (T_2 * \pi * \varphi - T_2 * \pi)}$$

$$\psi = \frac{T_2 * (\pi - 1)}{T_2 * (\pi - 1) + T_2 * \pi * \kappa * (\varphi - 1)}$$

$$\psi = \frac{\pi - 1}{\pi - 1 + \pi * \kappa * (\varphi - 1)} \quad \text{Gleichung 1}$$

Alternativer Weg zur Berechnung von  $\psi$ :

$$\psi = \frac{q_{BV}}{q_B} = \frac{q_{BV}}{q_{BV} + q_{Bp}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{Bp}}{q_{BV}}} = \frac{1}{1 + \frac{c_p * (T_3 - T_{2'})}{c_v * (T_{2'} - T_2)}} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa * c_v * (T_2 * \varphi - T_2')}{c_v * (T_{2'} - T_2)}}$$

$$\psi = \frac{1}{1 + \frac{\kappa * T_2' * (\varphi - 1)}{T_2' - T_2}} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa * T_2 * \pi * (\varphi - 1)}{T_2 * \pi - T_2}} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa * \pi * (\varphi - 1)}{\pi - 1}} = \frac{1}{\frac{\pi - 1}{\pi - 1} + \frac{\kappa * \pi * (\varphi - 1)}{\pi - 1}}$$

$$\psi = \frac{1}{\frac{\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)}{\pi - 1}} = \frac{\pi - 1}{\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)}$$

Berechnung  $\delta$ :

$$\delta = \frac{q_B}{c_v * T_1} = \frac{q_{BV} + q_{Bp}}{c_v * T_1} = \frac{c_v * (T_{2'} - T_2) + c_v * (T_3 - T_{2'})}{c_v * T_1} = \frac{c_v * (T_{2'} - T_2) + \kappa * c_v * (T_3 - T_{2'})}{c_v * T_1}$$

$$\delta = \frac{T_{2'} - T_2 + \kappa * (T_{2'} * \varphi - T_2')}{T_1} = \frac{T_2 * \pi - T_2 + \kappa * T_2 * \pi * (\varphi - 1)}{T_1}$$

$$\delta = \frac{T_1 * \epsilon^{\kappa-1} * (\pi - 1) + \kappa * T_1 * \epsilon^{\kappa-1} * \pi * (\varphi - 1)}{T_1} = \epsilon^{\kappa-1} * (\pi - 1) + \kappa * \epsilon^{\kappa-1} * \pi * (\varphi - 1)$$

$$\delta = \epsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)] \quad \text{Gleichung 2}$$

Gleichung 1 und Gleichung 2 zusammenfassen:

$$\begin{aligned}\psi &= \frac{\pi - 1}{\pi - 1 + \pi * \kappa * (\varphi - 1)} & \delta &= \varepsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)] \\ & & [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)] &= \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} \\ \psi &= \frac{\pi - 1}{\frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}}} = \frac{(\pi - 1) * \varepsilon^{\kappa-1}}{\delta} \rightarrow \psi * \delta = (\pi - 1) * \varepsilon^{\kappa-1} \rightarrow \psi * \delta = \pi * \varepsilon^{\kappa-1} - \varepsilon^{\kappa-1} \\ \psi * \delta + \varepsilon^{\kappa-1} &= \pi * \varepsilon^{\kappa-1} \rightarrow \pi = \frac{\psi * \delta + \varepsilon^{\kappa-1}}{\varepsilon^{\kappa-1}} \rightarrow \pi = \frac{\psi * \delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \quad \textbf{Gleichung 3}\end{aligned}$$

Gleichung 2 in Gleichung 0 einsetzen:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} * \frac{\pi * \varphi^{\kappa} - 1}{\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)} & \delta &= \varepsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)] \\ \eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{\pi * \varphi^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)]} \\ \eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{\pi * \varphi^{\kappa} - 1}{\delta} \quad \textbf{Gleichung 0'}\end{aligned}$$

Gleichung 2 nach  $\varphi$  umstellen:

$$\begin{aligned}\delta &= \varepsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)] \rightarrow \pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1) = \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} \\ \rightarrow \kappa * \pi * (\varphi - 1) &= \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \pi + 1 \rightarrow \varphi - 1 = \frac{\frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \pi + 1}{\kappa * \pi} \\ \rightarrow \varphi &= \frac{1}{\kappa * \pi} * \left( \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \pi + 1 \right) + 1 \quad \textbf{Gleichung 4}\end{aligned}$$

Die Gleichungen 4 und 3 in Gleichung 0' eingesetzt:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{\pi * \varphi^{\kappa} - 1}{\delta} \rightarrow \eta_{\text{ths}} = 1 - \frac{\pi * \left[ \frac{1}{\kappa * \pi} * \left( \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \pi + 1 \right) + 1 \right]^{\kappa} - 1}{\delta} \\ \rightarrow \eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{\left( 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{1}{\kappa * \left( 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right)} * \left( \frac{\delta}{\varepsilon^{\kappa-1}} - \left\{ 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right\} + 1 \right) + 1 \right]^{\kappa} - 1}{\delta} \\ \rightarrow \eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{1}{\kappa * \frac{\varepsilon^{\kappa-1} + \delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}}} * \left( \frac{\delta - \delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \\ \rightarrow \eta_{\text{ths}} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{\delta - \delta * \psi}{\kappa * (\varepsilon^{\kappa-1} + \delta * \psi)} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\}\end{aligned}$$

Für den thermischen Wirkungsgrad des Seiliger-Prozesses ergibt sich eine Formel, mit der man durch Variation der Parameter  $\psi$  und  $\delta$  den gewünschten Prozess (Otto, Diesel und Zwischenstufen) und den Lastzustand einstellen kann:

$$\eta_{thS} = 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * \psi}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{\delta - \delta * \psi}{\kappa * (\varepsilon^{\kappa-1} + \delta * \psi)} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \quad \text{Gleichung 5}$$

Überprüfung für den Otto-Prozess:  $\psi = 1$

$$\begin{aligned} \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{\delta - (\delta * 1)}{\kappa * (\varepsilon^{\kappa-1} + \delta * 1)} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} = 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * 1 - 1 \right\} \\ \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ 1 + \frac{\delta * 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} - 1 \right\} = 1 - \frac{1}{\delta} * \frac{\delta * 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \eta_{thOtto} \end{aligned} \quad (7-8)$$

Überprüfung für den Diesel-Prozess:  $\psi = 0$ ;  $\pi = 1$

$$\begin{aligned} \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left( 1 + \frac{\delta * 0}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) * \left[ \frac{\delta - \delta * 0}{\kappa * (\varepsilon^{\kappa-1} + \delta * 0)} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \\ \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ 1 * \left[ \frac{\delta}{\kappa * \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} = 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left[ \frac{\delta}{\kappa * \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \end{aligned}$$

$\delta$  in der Klammer durch Gleichung 2 ersetzen und  $\pi = 1$  setzen:

$$\begin{aligned} \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left[ \frac{\varepsilon^{\kappa-1} * [\pi - 1 + \kappa * \pi * (\varphi - 1)]}{\kappa * \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \\ \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \left\{ \left[ \frac{\varepsilon^{\kappa-1} * [1 - 1 + \kappa * 1 * (\varphi - 1)]}{\kappa * \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right]^{\kappa} - 1 \right\} \\ \eta_{thS} &= 1 - \frac{1}{\delta} * \{ [\varphi - 1 + 1]^{\kappa} - 1 \} = 1 - \frac{\varphi^{\kappa-1}}{\delta} = \eta_{thDiesel} \end{aligned} \quad (7-9)$$

## VII. Daten und Kennfelder der Kältemaschine

### *SD7B10 Performance*

Pressure Dis / Suc : 1.67(MPa) / 196(kPa) [gage]

Sub Cool / Super Heat : 0 / 10(K)

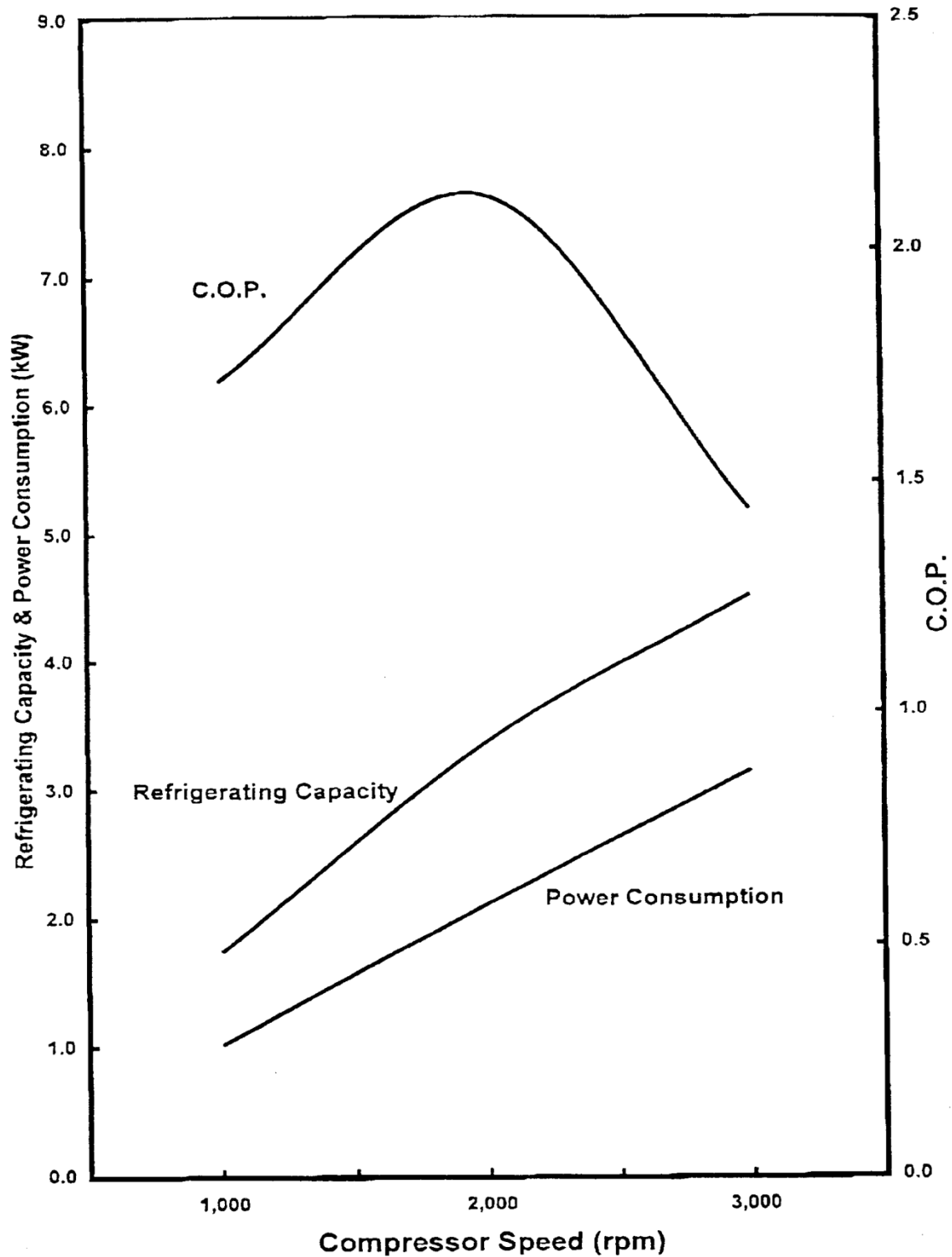
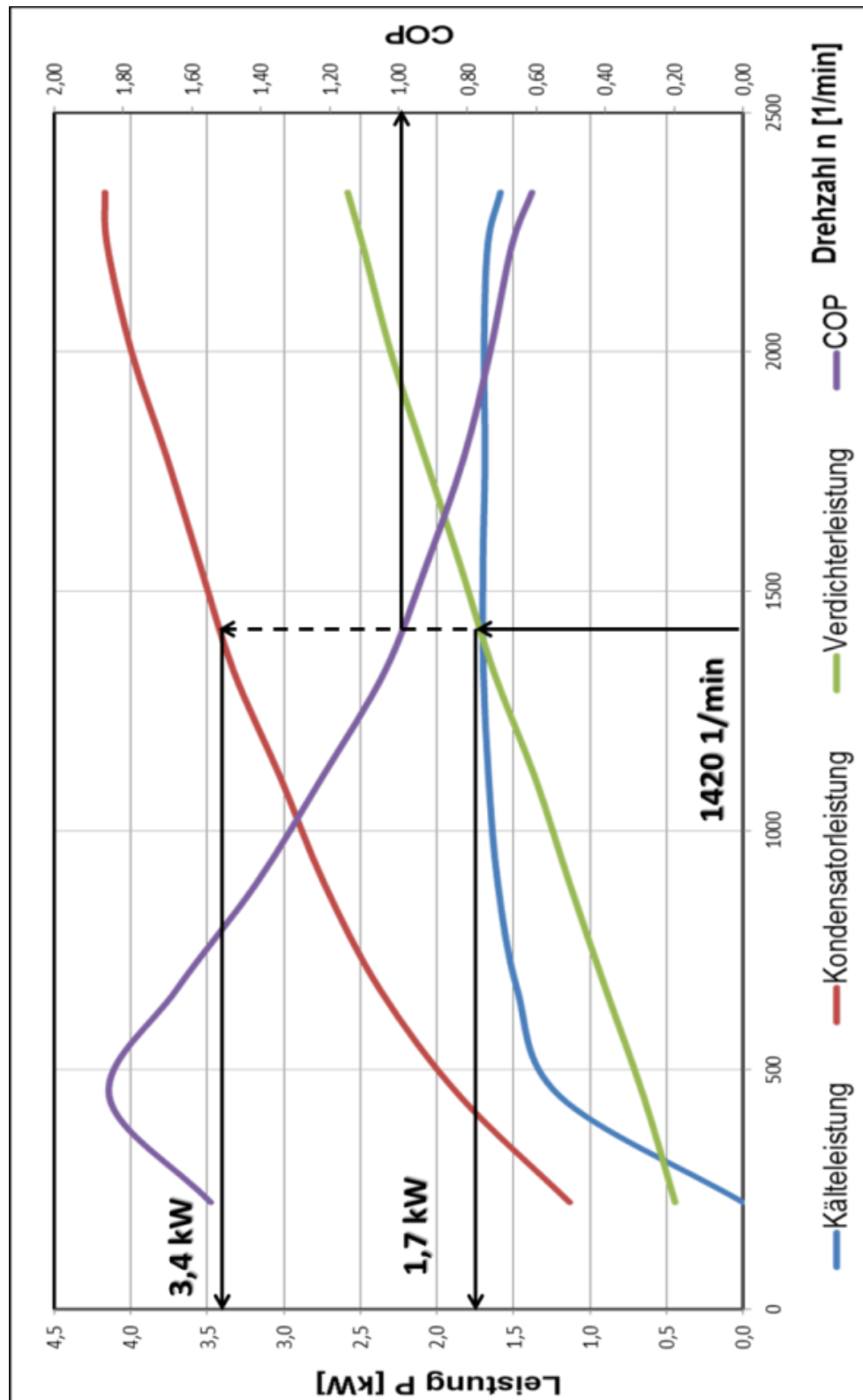


Abbildung 7.10: Darstellung der Kennfelder des Taumelscheibenverdichters SD7B10

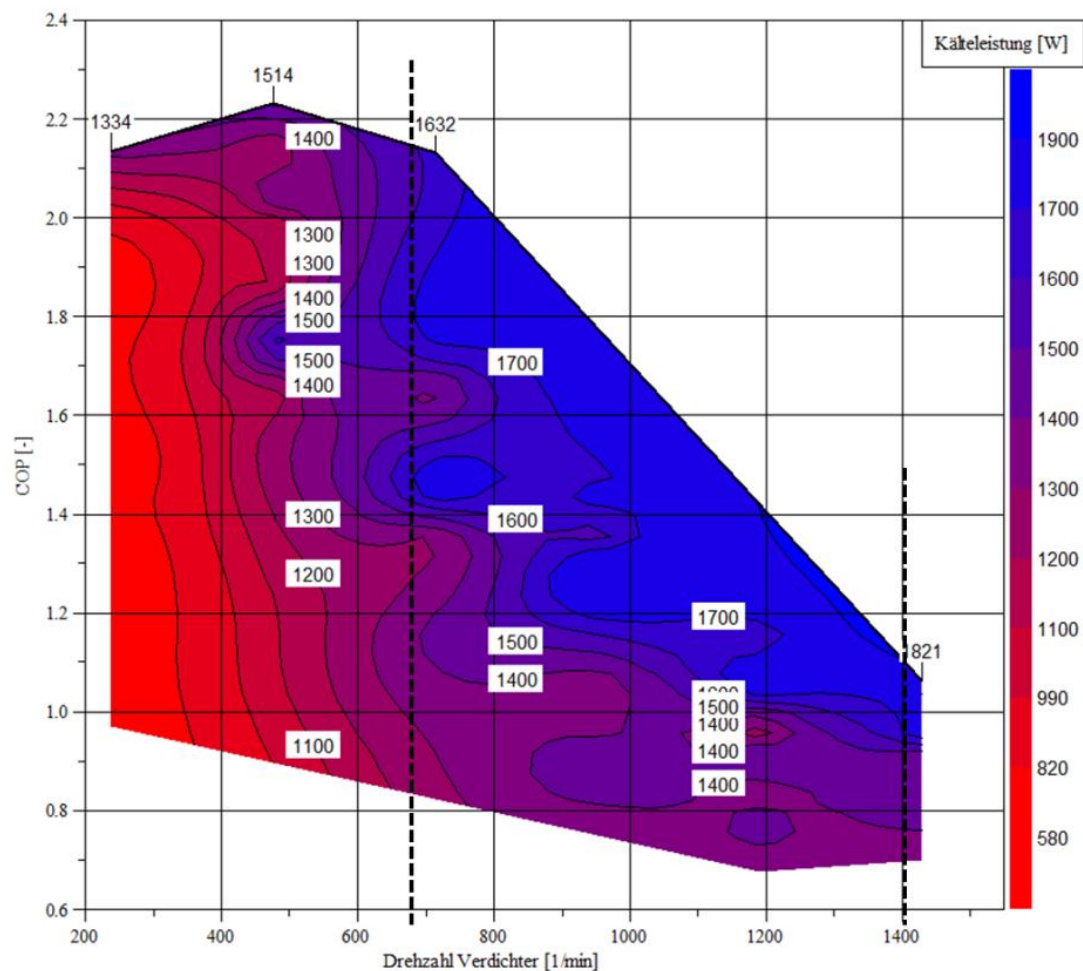
# VIII. Auslegungsparameter für den KM-Antrieb im mBHKW-Versuchsstand



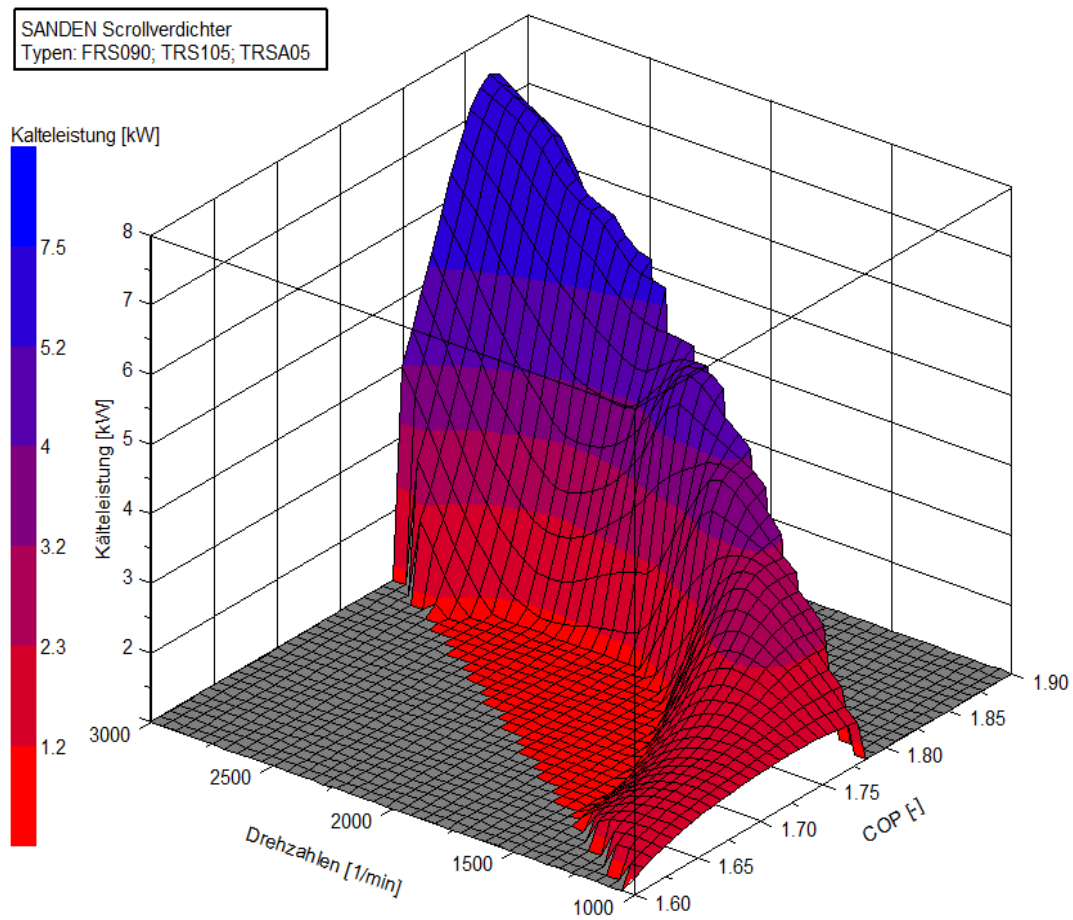
**Abbildung 7.11:** Darstellung des Kennfeldes des untersuchten mBHKW mit Drehzahl, Verdichter- und Kondensatorleistung sowie COP des Sandes SD7B10



## IX. Auswertungen des Taubelscheibenverdichters



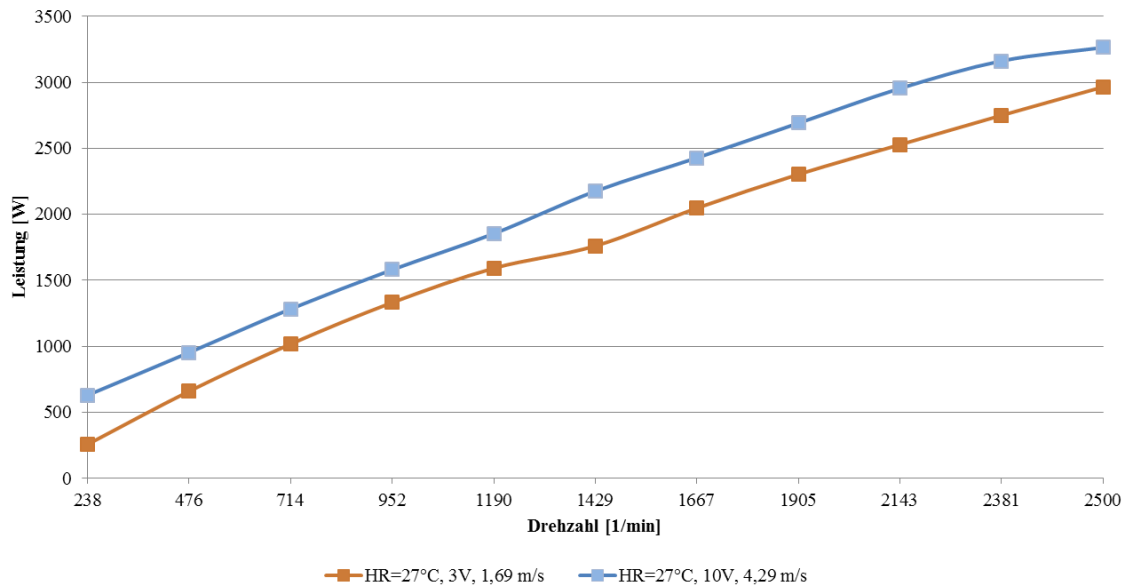
**Abbildung 7.12:** Die Auswertung zeigt, dass der Bereich der größten Kälteleistung von 1,7 kW des Taubelscheibenverdichters SANDEN SD7B10 liegt zwischen 690 bis 1400 1/min, der COP liegt dabei im Bereich von 1,0 bis 2,0 [-]



**Abbildung 7.13:** Kennfelder der Scroll-Verdichter für den Drehzahlbereich 1000 bis 3000 1/min

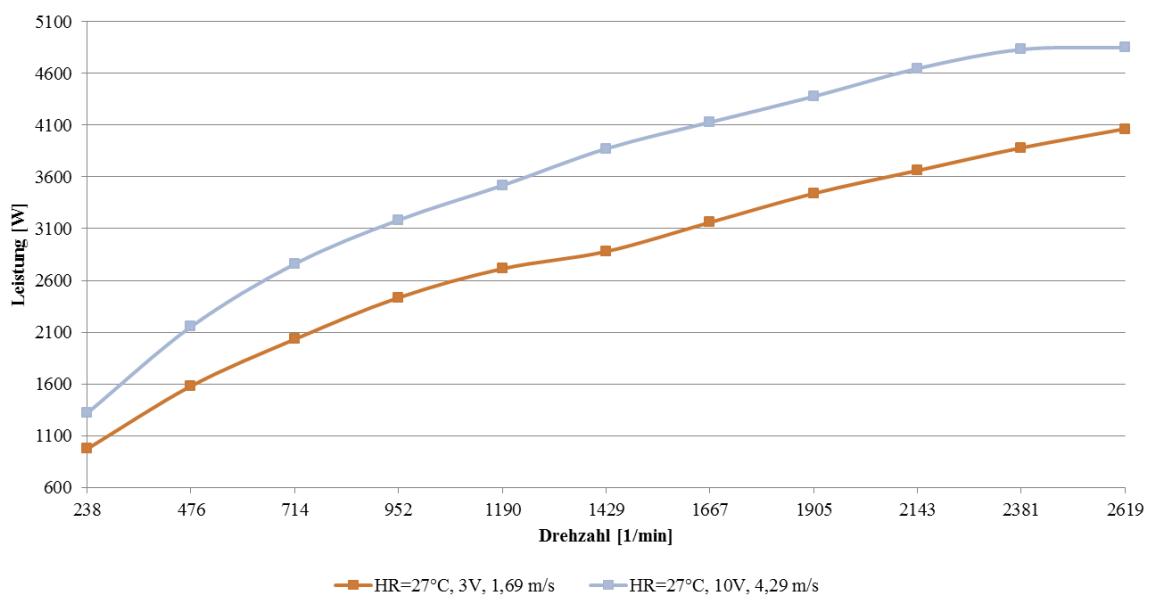
## X. Einflussparameter Luftgeschwindigkeiten im Klimaanlage

### Verdichterleistung bei 27°C PKW-Innenraumtemperatur

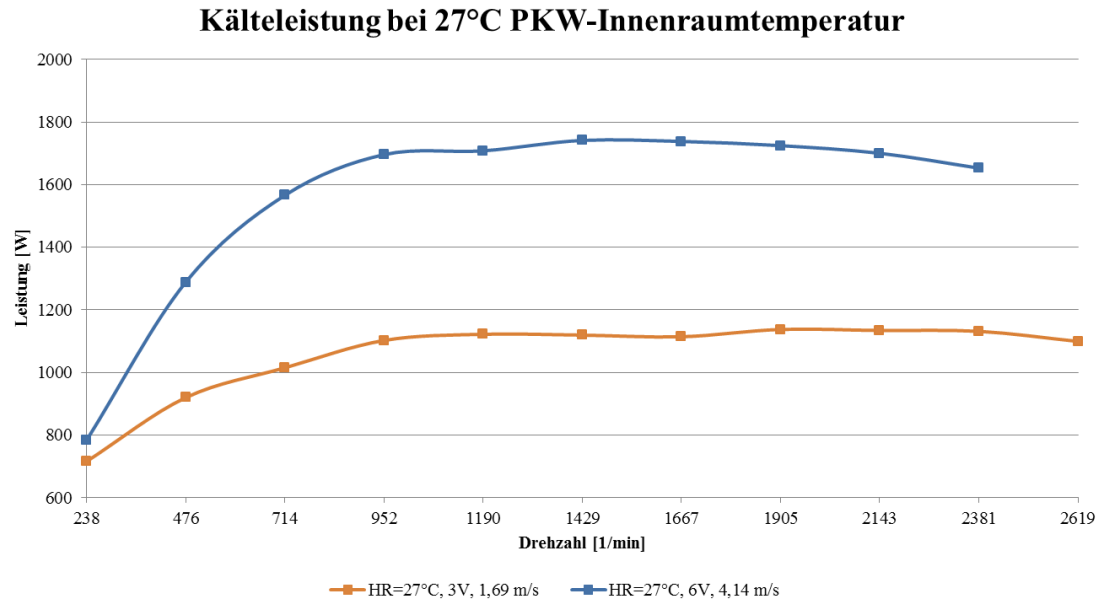


**Abbildung 7.14:** Die Darstellung zeigt der Verdichterleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C

### Kondensatorleistung bei 27°C PKW-Innenraumtemperatur



**Abbildung 7.15:** Die Darstellung zeigt die Kondensatorleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C



**Abbildung 7.16:** Die Darstellung zeigt die Kälteleistung des Taumelscheibenverdichters SD7B10 mit R134a in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit des Lüftungssystems bei einer eingestellten Innenraumtemperatur von 27 °C

**Tabelle 7.3:** Thermische Leistungsermittlung der Insassen eines BEV

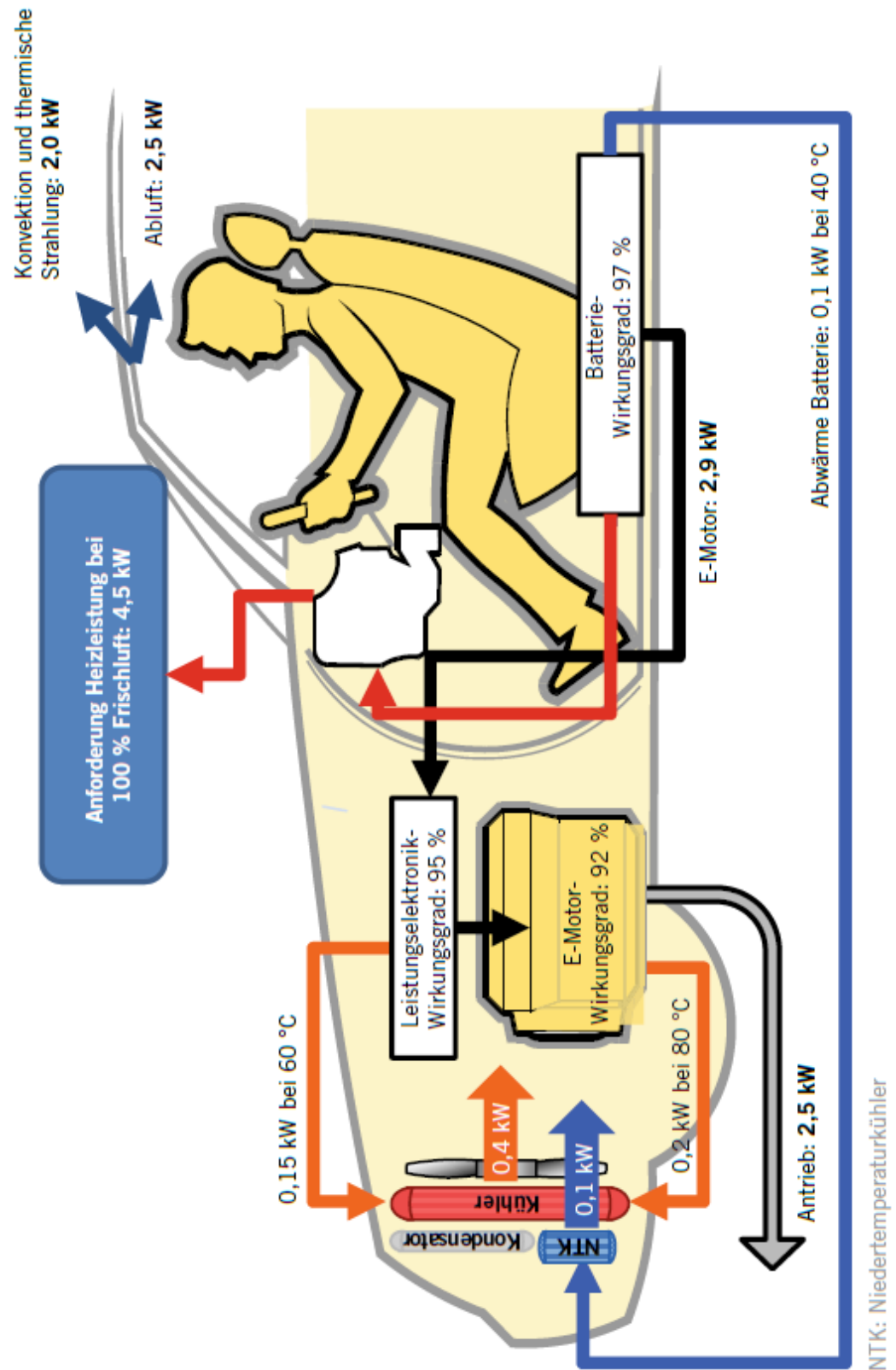
Szenario:	Heißer Sommertag, wolkenloser Himmel, BEV mit 5 Personen	Heißer Sommertag, bedeckter Himmel, BEV mit 2 Personen
Solarer Wärmeeintrag:	≈ 1.25 kW	≈ 0.75 kW
Wärmedurchgang durch die Karosserie	$(k \cdot A)_{Karosserie} \cdot \Delta T \approx 75 \frac{W}{K} \cdot 15 K \approx 1.1 kW$	
Latente Wärmeabgabe der Personen	$100 \frac{W}{Person} \cdot 5 Personen \approx 0.5 kW$	$100 \frac{W}{Person} \cdot 2 Personen \approx 0.2 kW$
Sensible Wärmeabgabe der Personen	$75 \frac{W}{Person} \cdot 5 Personen \approx 0.4 kW$	$75 \frac{W}{Person} \cdot 2 Personen \approx 0.15 kW$
Summen:	≈ 3,3kW	≈ 2,2kW

## XI. Auswertung der Anzahl der Heiz- und Kühltage

**Tabelle 7.4:** Auswertung der Nutzungstage des mBHKW mit KKK für die Jahre 2012-2016 am Standort Hannover List [27] für die Klimasimulation der drei Fahrzeugklassen Kleinstwagen, Kompakt- und Mittelklasse

<b>Mittelklasse</b>	<b>Jan</b>	<b>Feb</b>	<b>Mrz</b>	<b>Apr</b>	<b>Mai</b>	<b>Jun</b>	<b>Jul</b>	<b>Aug</b>	<b>Sep</b>	<b>Okt</b>	<b>Nov</b>	<b>Dez</b>	<b><math>\Sigma</math></b>
<b>Min</b>	26	25	24	14	4	0	0	0	1	7	18	20	<b>142</b>
<b>Max</b>	0	0	1	6	13	22	29	27	12	2	0	0	<b>111</b>
<b>Summe</b>	<b>26</b>	<b>25</b>	<b>25</b>	<b>20</b>	<b>17</b>	<b>22</b>	<b>29</b>	<b>27</b>	<b>14</b>	<b>9</b>	<b>18</b>	<b>20</b>	<b>253</b>
<b>Kompaktklasse</b>	<b>Jan</b>	<b>Feb</b>	<b>Mrz</b>	<b>Apr</b>	<b>Mai</b>	<b>Jun</b>	<b>Jul</b>	<b>Aug</b>	<b>Sep</b>	<b>Okt</b>	<b>Nov</b>	<b>Dez</b>	<b><math>\Sigma</math></b>
<b>Min</b>	13	11	9	3	0	0	0	0	0	1	5	8	<b>50</b>
<b>Max</b>	0	0	0	0	4	6	15	11	4	0	0	0	<b>41</b>
<b>Summe</b>	<b>13</b>	<b>11</b>	<b>9</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>15</b>	<b>11</b>	<b>4</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>8</b>	<b>90</b>
<b>Kleinstwagen</b>	<b>Jan</b>	<b>Feb</b>	<b>Mrz</b>	<b>Apr</b>	<b>Mai</b>	<b>Jun</b>	<b>Jul</b>	<b>Aug</b>	<b>Sep</b>	<b>Okt</b>	<b>Nov</b>	<b>Dez</b>	<b><math>\Sigma</math></b>
<b>Min</b>	5	3	2	0	0	0	0	0	0	0	1	2	<b>13</b>
<b>Max</b>	0	0	0	0	0	1	4	4	1	0	0	0	<b>10</b>
<b>Summe</b>	<b>5</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>23</b>

## XII. Energieströme im BEV



**Abbildung 7.17:** Darstellung von [80] der Energieströme im BEV  
 (Randbedingungen:  $T_{\text{Umgebung}} = -15^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{Kabine}} = 22^\circ\text{C}$ , keine Sonneneinstrahlung,  
 Luftmenge = 5 kg/min, A/B-Segment-Fahrzeug,  $v_{\text{Fahrzeug}} = 18,3 \text{ km/h}$ )

### XIII. Stationsdetails der Klimazonen

**Tabelle 7.5:** Auszug aus der DIN4710:2003-01 Stationsdetail der Klimazonen

Zone	Station	Koordinaten		Höhe über NN	Höhe des Windmessers über Grund (Mastlänge + Gebäudehöhe)	Mittl. jährl. Luftdruck in Stations- höhe	Auswertzeiträume			
		Breite	Länge				Temperatur/ Feuchte/ Sonnen- scheindauer	Wind	Strahlung	Erdboden- tempe- raturen
1	Bremerhaven	53°32'N	8°35'O	7	71–14.06.83: 12 15.06.83–90: 10	1013,4	61–90	71–90	–	–
1	Norderney	53°43'N	7°09'O	29	–	–	–	–	80–94	–
2	Rostock- Warnemünde	54°11'N	12°05'O	4	22 (4.8+17.2)	1013,4	61–90	71–90	–	73–85
2	Heiligendamm	54°09'N	11°51'O	21	–	–	–	–	80–94	–
3	Hamburg- Fuhlsbüttel	53°38'N	10°00'O	13	10	1012,9	61–90	71–90	–	61–90
3	Hamburg-Sasel	53°39'N	10°07'O	49	–	–	–	–	80–94	–
4	Potsdam	53°23'N	13°04'O	81	39.3 (6.5+32.8)	1004,9	61–90	71–90	80–94	61–90
5	Essen	51°24'N	6°58'O	152	16	996,9	61–90	75–10.83	–	66–90
5	Gelsenkirchen/ Bochum	51°30'N 51°27'N	7°06'O 7°16'O	63 187	–	–	–	–	80–90 90–94	–
6	Bad Marienberg	50°40'N	7°58'O	547	10	949,8	63–90	71–90	–	86–90
6	Bad Lippspringe	51°47'N	8°50'O	162	–	–	–	–	82–94	–
7	Kassel	51°18'N	9°27'O	231	10	992,5	61–90	78–90	80–94	77–90
8	Braunlage	51°44'N	10°36'O	607	14 (6+8)	943,3	61–90	71–90	80–94	66–90
9	Chemnitz	50°48'N	12°52'O	418	15	968,9	77–90	77–90	81–94	77–90
10	Hof	50°19'N	11°53'O	567	16 (7.1+8.9)	949,1	61–90	71–90	–	61–90
10	Zinnwald	50°44'N	13°45'O	877	–	–	–	–	81–94	–
11	Fichtelberg	50°26'N	12°57'O	1213	22.7 (2.7+20)	876,6	61–90	71–90	80–94	77–90
12	Mannheim	49°31'N	8°33'O	96	12	1004,3	61–90	76–86	80–94	86–90
13	Passau	48°35'N	13°28'O	409	10	968,2	61–90	71–90	80–94	76–90
14	Stötten	48°40'N	9°52'O	734	10	930,7	61–90	71–90	–	86–90
14	Stuttgart- Schnarrenberg	48°50'N	9°12'O	318	–	–	–	–	80–94	–
15	Garmisch- Partenkirchen	47°29'N	11°04'O	719	10	933,0	61–90	71–90	–	86–90
15	Weihenstephan	48°24'N	11°42'O	472	–	–	–	–	80–94	–

#### XIV. Wetterdaten für die Simulation der Klimazonen

**Tabelle 7.6:** Zone 1; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Bremerhaven, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	0.7	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.5	0.8	1.2	1.5	1.8	1.9	1.9	1.6	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	0.9	0.8	0.7	1.0
Februar	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.4	0.4	0.8	1.3	1.9	2.3	2.7	3.0	3.0	2.9	2.5	2.2	1.9	1.7	1.5	1.4	1.1	1.0	1.5
Maerz	3.0	2.8	2.7	2.5	2.4	2.3	2.4	2.8	3.4	4.2	4.9	5.4	5.8	6.0	6.1	5.9	5.6	5.2	4.6	4.2	4.0	3.7	3.4	3.2	4.0
April	5.8	5.6	5.4	5.2	5.1	5.2	5.6	6.5	7.4	8.2	8.9	9.3	9.6	9.8	9.8	9.6	9.4	8.9	8.3	7.7	7.3	6.8	6.5	6.2	7.4
Mai	9.9	9.6	9.4	9.2	9.2	9.7	10.5	11.7	12.6	13.4	14.0	14.5	14.7	14.8	14.7	14.6	14.3	13.9	13.2	12.4	11.8	11.2	10.8	10.4	12.1
Juni	13.3	13.0	12.8	12.6	12.7	13.2	14.0	15.0	15.8	16.4	16.9	17.3	17.4	17.5	17.5	17.3	17.1	16.8	16.2	15.5	15.0	14.4	14.0	13.6	15.2
Juli	14.9	14.7	14.5	14.3	14.4	14.8	15.5	16.3	17.1	17.7	18.1	18.5	18.7	18.8	18.8	18.6	18.4	18.2	17.6	17.0	16.5	16.0	15.6	15.3	16.7
August	15.0	14.7	14.5	14.3	14.1	14.3	14.9	16.0	17.1	17.9	18.6	19.1	19.3	19.4	19.4	19.3	18.9	18.5	17.8	17.1	16.6	16.0	15.6	15.3	16.8
September	12.8	12.6	12.4	12.3	12.1	12.0	12.3	13.2	14.1	15.0	15.7	16.2	16.6	16.7	16.6	16.4	15.9	15.4	14.7	14.2	13.9	13.5	13.2	12.9	14.2
Oktober	9.3	9.1	9.0	8.8	8.7	8.6	8.6	9.1	9.8	10.7	11.5	12.0	12.4	12.5	12.4	12.1	11.5	11.1	10.6	10.3	10.1	9.8	9.6	9.4	10.3
November	5.2	5.1	5.0	5.0	4.9	4.9	4.8	4.9	5.2	5.6	6.1	6.5	6.8	6.9	6.7	6.4	6.1	5.9	5.7	5.6	5.5	5.3	5.2	5.1	5.6
Dezember	2.2	2.2	2.1	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.1	2.3	2.7	2.9	3.1	3.2	3.1	2.9	2.7	2.6	2.5	2.5	2.4	2.3	2.3	2.2	2.4
Jahr	7.8	7.6	7.4	7.3	7.3	7.4	7.7	8.2	8.9	9.5	10.1	10.5	10.8	10.9	10.9	10.7	10.4	10.0	9.6	9.1	8.8	8.5	8.2	8.0	9.0

**Tabelle 7.7:** Zone 2; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Rostock-Warnemünde, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-0.1	-0.1	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.3	-0.2	-0.1	0.2	0.5	0.7	0.9	0.9	0.8	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0	0.2
Februar	0.3	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.1	-0.2	-0.2	0.0	0.4	0.8	1.2	1.6	1.8	1.8	1.7	1.5	1.2	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.7
Maerz	2.3	2.2	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.8	2.4	3.0	3.6	4.1	4.5	4.7	4.8	4.7	4.5	4.1	3.7	3.4	3.1	2.9	2.8	2.6	3.1
April	5.2	5.0	4.8	4.6	4.5	4.5	4.8	5.4	6.1	6.8	7.3	7.7	8.0	8.1	8.1	8.1	7.9	7.6	7.2	6.7	6.3	6.0	5.7	5.5	6.3
Mai	9.5	9.3	9.1	8.9	8.8	9.1	9.9	10.8	11.6	12.3	12.7	13.0	13.2	13.3	13.3	13.2	13.1	12.9	12.4	11.8	11.1	10.7	10.3	10.0	11.3
Juni	13.2	12.9	12.7	12.5	12.6	13.0	13.9	14.6	15.2	15.8	16.2	16.5	16.7	16.9	16.9	16.9	16.7	16.5	16.2	15.7	15.0	14.5	14.0	13.6	14.9
Juli	15.1	14.9	14.7	14.5	14.4	14.7	15.4	16.1	16.8	17.3	17.8	18.2	18.5	18.7	18.8	18.8	18.6	18.4	18.0	17.5	16.8	16.3	15.9	15.5	16.7
August	15.1	14.8	14.6	14.4	14.2	14.3	14.9	15.8	16.7	17.5	18.1	18.5	18.9	19.1	19.1	19.0	18.8	18.4	17.9	17.1	16.5	16.1	15.7	15.4	16.7
September	12.6	12.4	12.2	12.1	12.0	11.8	12.0	12.6	13.5	14.5	15.2	15.7	16.0	16.2	16.3	16.1	15.8	15.2	14.5	14.0	13.6	13.3	13.0	12.8	13.9
Oktober	9.1	8.9	8.8	8.6	8.5	8.4	8.4	8.6	9.1	9.9	10.6	11.2	11.6	11.9	11.9	11.6	11.2	10.7	10.3	10.0	9.7	9.5	9.3	9.1	9.9
November	4.9	4.9	4.8	4.7	4.7	4.6	4.6	4.6	4.7	5.0	5.5	5.8	6.2	6.3	6.2	6.0	5.7	5.5	5.4	5.3	5.1	5.1	5.0	4.9	5.2
Dezember	1.7	1.7	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.7	2.0	2.2	2.4	2.5	2.4	2.3	2.2	2.0	2.0	1.9	1.8	1.8	1.7	1.7	1.9
Jahr	7.4	7.3	7.1	7.0	6.9	7.0	7.3	7.7	8.2	8.7	9.2	9.6	9.9	10.1	10.1	10.0	9.8	9.4	9.1	8.7	8.4	8.1	7.9	7.7	8.4

**Tabelle 7.8:** Zone 3; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Hamburg-Fuhlsbüttel, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-0.1	-0.2	-0.2	-0.3	-0.3	-0.3	-0.2	-0.3	-0.2	0.1	0.6	1.0	1.3	1.5	1.4	1.1	0.9	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1	0.1	0.0	0.3
Februar	0.1	-0.1	-0.2	-0.3	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4	0.1	0.7	1.4	2.0	2.5	2.9	2.8	2.5	2.1	1.6	1.3	1.0	0.9	0.6	0.4	0.2	0.9
Maerz	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6	1.5	1.8	2.2	3.0	3.8	4.6	5.3	5.8	6.2	6.2	6.0	5.6	5.0	4.3	3.8	3.5	3.0	2.7	2.5	3.6
April	4.7	4.4	4.2	4.0	3.9	4.1	5.1	6.1	7.2	8.3	9.2	9.8	10.3	10.7	10.6	10.4	10.0	9.3	8.3	7.4	6.7	6.0	5.5	5.1	7.1
Mai	8.8	8.5	8.1	7.9	8.1	9.1	10.5	11.6	12.7	13.7	14.5	15.0	15.4	15.8	15.7	15.5	15.0	14.4	13.5	12.3	11.3	10.4	9.8	9.3	11.9
Juni	12.0	11.6	11.3	11.1	11.5	12.6	14.1	15.0	16.0	16.9	17.7	18.2	18.6	18.9	18.8	18.6	18.2	17.7	16.9	15.8	14.6	13.6	13.0	12.4	15.2
Juli	13.6	13.3	13.1	12.9	13.1	14.0	15.3	16.2	17.1	18.0	18.7	19.3	19.6	20.0	20.0	19.8	19.4	18.8	18.0	16.9	16.0	15.1	14.5	14.0	16.5
August	13.6	13.3	13.0	12.8	12.7	13.2	14.5	15.6	16.9	18.0	18.9	19.6	20.0	20.4	20.4	20.2	19.8	19.0	17.9	16.7	15.7	15.0	14.4	14.0	16.5
September	11.3	11.1	10.9	10.7	10.6	10.6	11.5	12.4	13.6	14.8	15.6	16.2	16.7	17.0	16.9	16.7	16.1	15.1	14.1	13.3	12.8	12.3	11.9	11.5	13.5
Oktober	8.2	8.0	7.8	7.7	7.6	7.6	7.8	8.2	9.1	10.1	11.0	11.7	12.1	12.5	12.3	11.9	11.2	10.4	9.9	9.5	9.3	8.8	8.6	8.3	9.6
November	4.4	4.3	4.2	4.2	4.1	4.1	4.2	4.1	4.5	5.1	5.6	6.1	6.4	6.6	6.4	5.9	5.5	5.2	5.1	4.9	4.8	4.6	4.4	4.3	5.0
Dezember	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.3	1.2	1.3	1.6	2.0	2.4	2.7	2.8	2.6	2.3	2.1	1.9	1.8	1.7	1.7	1.5	1.4	1.4	1.7
Jahr	6.7	6.5	6.3	6.2	6.2	6.5	7.2	7.7	8.5	9.3	10.0	10.6	11.0	11.3	11.2	11.0	10.5	10.0	9.3	8.7	8.2	7.6	7.3	7.0	8.5



**Tabelle 7.9:** Zone 4; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Potsdam, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-2.5	-2.6	-2.7	-2.8	-3.0	-3.0	-3.1	-3.2	-3.1	-2.5	-1.6	-0.8	-0.1	0.1	-0.1	-0.6	-1.3	-1.7	-1.9	-2.2	-2.3	-2.5	-2.7	-2.8	-2.0
Februar	-1.5	-1.7	-1.9	-2.0	-2.2	-2.3	-2.4	-2.4	-1.8	-0.7	0.6	1.6	2.4	2.8	2.8	2.4	1.5	0.6	0.1	-0.3	-0.7	-1.0	-1.3	-1.5	-0.4
März	1.5	1.2	0.9	0.6	0.4	0.2	0.2	1.0	2.4	3.8	5.0	6.1	6.8	7.2	7.3	7.1	6.5	5.3	4.2	3.5	2.9	2.5	2.1	1.7	3.3
April	5.5	5.1	4.7	4.4	4.1	4.2	5.0	6.7	8.4	9.8	10.9	11.7	12.4	12.9	13.0	12.9	12.4	11.5	10.0	8.8	7.9	7.2	6.7	6.1	8.4
Mai	9.9	9.4	9.0	8.7	8.5	9.1	10.8	12.8	14.3	15.6	16.6	17.3	17.8	18.2	18.3	18.2	17.8	17.1	15.8	14.0	12.8	12.0	11.4	10.8	13.6
Juni	13.5	13.0	12.6	12.3	12.3	13.1	14.9	16.7	18.1	19.2	20.2	21.0	21.5	21.9	22.0	21.8	21.4	20.8	19.6	17.9	16.5	15.5	14.8	14.2	17.3
Juli	15.0	14.5	14.1	13.8	13.7	14.2	15.8	17.5	19.0	20.3	21.3	22.0	22.6	23.0	23.2	23.1	22.7	22.1	21.0	19.2	17.8	16.9	16.2	15.7	18.5
August	14.7	14.2	13.8	13.5	13.3	13.4	14.4	16.2	18.0	19.5	20.7	21.5	22.1	22.5	22.6	22.5	21.9	20.9	19.2	17.7	16.8	16.1	15.5	15.1	17.7
September	11.8	11.4	11.1	10.8	10.5	10.4	10.7	12.1	14.0	15.6	16.8	17.7	18.3	18.7	18.7	18.4	17.4	15.8	14.4	13.7	13.1	12.7	12.2	11.9	14.1
Oktober	7.8	7.6	7.3	7.1	6.9	6.7	6.7	7.2	8.5	10.0	11.4	12.4	13.2	13.6	13.5	12.8	11.3	10.2	9.6	9.1	8.7	8.3	8.0	7.7	9.4
November	3.3	3.1	3.0	2.8	2.7	2.6	2.5	2.5	2.9	3.8	4.9	5.7	6.2	6.4	6.1	5.3	4.6	4.2	3.9	3.6	3.3	3.1	3.0	2.8	3.8
Dezember	-0.5	-0.6	-0.7	-0.8	-0.9	-1.0	-1.1	-1.2	-1.1	-0.5	0.2	0.9	1.4	1.5	1.2	0.6	0.2	-0.1	-0.3	-0.5	-0.7	-0.8	-0.9	-1.0	-0.3
Jahr	7.3	6.9	6.6	6.4	6.2	6.3	7.0	8.0	9.3	10.5	11.6	12.4	13.1	13.4	13.4	13.1	12.4	11.6	10.6	9.6	8.9	8.3	7.9	7.5	9.5

**Tabelle 7.10:** Zone 5; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Essen, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.2	2.2	2.3	2.5	2.8	3.1	3.3	3.4	3.4	3.3	3.2	3.1	3.0	2.9	2.9	2.8	2.7	2.7	2.7
Februar	2.3	2.2	2.2	2.1	2.0	2.0	2.0	2.1	2.2	2.5	2.9	3.3	3.6	3.7	3.8	3.7	3.5	3.3	3.2	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7	2.8
März	4.4	4.3	4.2	4.1	4.0	4.0	4.0	4.2	4.6	5.1	5.7	6.1	6.5	6.7	6.8	6.6	6.4	6.1	5.8	5.5	5.3	5.1	4.9	4.8	5.2
April	6.3	6.1	5.9	5.8	5.7	5.7	6.0	6.4	7.0	7.6	8.1	8.5	8.7	8.9	9.0	8.9	8.7	8.4	7.9	7.5	7.3	6.9	6.6	6.3	7.3
Mai	9.9	9.6	9.4	9.2	9.2	9.4	9.8	10.4	11.0	11.5	12.1	12.5	12.9	13.0	13.1	13.0	12.8	12.4	11.9	11.3	10.9	10.4	10.1	9.8	11.1
Juni	12.5	12.3	12.1	11.9	11.9	12.2	12.7	13.2	13.9	14.5	15.1	15.5	15.9	15.9	15.9	15.8	15.5	15.2	14.7	14.0	13.5	13.1	12.7	12.4	13.9
Juli	14.1	13.8	13.6	13.4	13.4	13.5	13.9	14.5	15.1	15.7	16.3	16.9	17.3	17.5	17.5	17.3	17.1	16.7	16.2	15.6	15.1	14.6	14.2	13.9	15.3
August	14.5	14.3	14.1	13.9	13.9	13.9	14.2	14.7	15.4	16.0	16.6	17.1	17.5	17.6	17.6	17.5	17.2	16.8	16.2	15.6	15.3	15.0	14.7	14.4	15.6
September	12.7	12.5	12.4	12.3	12.2	12.2	12.4	12.8	13.4	14.0	14.6	15.1	15.4	15.5	15.4	15.2	14.8	14.4	13.9	13.6	13.4	13.1	12.8	12.6	13.6
Oktober	9.8	9.7	9.6	9.5	9.5	9.4	9.5	9.7	10.1	10.6	11.1	11.5	11.8	12.0	11.9	11.6	11.3	11.0	10.7	10.5	10.4	10.2	10.1	10.0	10.5
November	5.3	5.2	5.2	5.1	5.1	5.1	5.1	5.2	5.4	5.7	6.1	6.4	6.6	6.7	6.7	6.6	6.4	6.3	6.1	6.0	6.0	5.9	5.8	5.7	5.8
Dezember	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.3	3.4	3.7	3.9	4.1	4.2	4.2	4.1	4.0	3.9	3.8	3.8	3.8	3.7	3.7	3.6	3.6
Jahr	7.3	7.1	7.0	6.9	6.9	6.9	7.1	7.3	7.7	8.2	8.6	9.0	9.3	9.4	9.4	9.3	9.1	8.8	8.5	8.3	8.0	7.8	7.6	7.5	8.1

**Tabelle 7.11:** Zone 6; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Bad Marienberg, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1963-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-1.9	-2.0	-2.1	-2.1	-2.1	-2.2	-2.2	-2.2	-2.0	-1.8	-1.5	-1.1	-0.8	-0.7	-0.7	-1.0	-1.2	-1.4	-1.6	-1.7	-1.7	-1.8	-1.8	-1.9	-1.6
Februar	-1.4	-1.5	-1.6	-1.7	-1.9	-2.0	-2.1	-1.9	-1.6	-1.0	-0.4	0.1	0.5	0.8	0.8	0.6	0.1	-0.3	-0.7	-0.9	-1.1	-1.1	-1.3	-1.3	-0.9
März	1.1	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.8	1.4	2.2	2.9	3.5	4.0	4.4	4.5	4.4	4.0	3.4	2.7	2.3	2.0	1.8	1.6	1.4	2.2
April	4.0	3.8	3.6	3.4	3.2	3.3	3.8	4.6	5.5	6.4	7.2	7.8	8.3	8.7	8.8	8.6	8.2	7.5	6.6	5.8	5.3	5.0	4.7	4.4	5.8
Mai	8.4	8.1	7.8	7.6	7.6	8.0	8.8	9.7	10.6	11.4	12.1	12.7	13.2	13.5	13.7	13.5	13.2	12.6	11.7	10.7	10.0	9.5	9.2	8.8	10.5
Juni	11.3	11.0	10.7	10.5	10.6	11.0	11.8	12.7	13.5	14.3	15.0	15.6	16.0	16.3	16.4	16.2	15.9	15.4	14.6	13.7	12.9	12.3	11.9	11.6	13.4
Juli	13.1	12.8	12.6	12.4	12.3	12.7	13.4	14.3	15.2	16.0	16.7	17.4	17.9	18.2	18.5	18.3	17.9	17.4	16.5	15.6	14.7	14.2	13.8	13.5	15.2
August	13.1	12.9	12.7	12.5	12.3	12.5	13.1	14.0	14.9	15.9	16.7	17.4	17.8	18.1	18.3	18.1	17.6	16.9	15.9	15.0	14.3	13.9	13.6	13.3	15.0
September	10.5	10.3	10.2	10.0	9.8	9.7	10.1	10.9	11.8	12.7	13.5	14.1	14.5	14.8	14.9	14.6	13.9	13.1	12.2	11.7	11.3	11.1	10.8	10.6	12.0
Oktober	6.9	6.8	6.7	6.6	6.5	6.4	6.4	6.8	7.5	8.3	9.0	9.6	10.0	10.2	10.1	9.7	9.0	8.3	7.8	7.5	7.3	7.2	7.0	6.9	7.9
November	2.2	2.1	2.0	2.0	1.9	1.8	1.8	1.9	2.2	2.7	3.1	3.5	3.8	3.9	3.8	3.3	3.0	2.7	2.5	2.4	2.3	2.2	2.2	2.1	2.6
Dezember	-0.5	-0.6	-0.6	-0.6	-0.6	-0.7	-0.7	-0.7	-0.6	-0.3	0.0	0.3	0.4	0.5	0.4	0.1	-0.1	-0.2	-0.3	-0.4	-0.4	-0.4	-0.5	-0.5	-0.3
Jahr	5.6	5.4	5.3	5.1	5.0	5.1	5.4	6.0	6.6	7.3	7.9	8.5	8.9	9.1	9.2	8.9	8.5	8.0	7.4	6.8	6.5	6.2	6.0	5.8	6.8

**Tabelle 7.12:** Zone 7; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Kassel, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-0.3	-0.4	-0.5	-0.5	-0.6	-0.6	-0.6	-0.6	-0.5	-0.1	0.4	0.8	1.2	1.4	1.4	1.1	0.8	0.6	0.4	0.2	0.1	0.0	-0.1	-0.2	0.1
Februar	0.2	0.0	-0.1	-0.3	-0.4	-0.4	-0.5	-0.4	0.0	0.8	1.6	2.3	2.9	3.2	3.2	2.9	2.4	2.0	1.6	1.3	1.1	0.8	0.6	0.4	1.1
Maerz	2.8	2.5	2.3	2.1	1.9	1.8	1.9	2.4	3.3	4.3	5.3	6.1	6.7	7.1	7.2	7.0	6.5	5.9	5.2	4.7	4.3	3.9	3.5	3.2	4.2
April	5.9	5.5	5.2	4.9	4.7	4.7	5.3	6.4	7.6	8.8	9.9	10.7	11.2	11.6	11.7	11.5	11.1	10.5	9.6	8.7	8.1	7.5	7.0	6.5	8.1
Mai	9.9	9.5	9.1	8.7	8.7	9.1	10.0	11.4	12.8	14.0	15.0	15.7	16.1	16.5	16.5	16.3	15.9	15.4	14.4	13.4	12.6	11.8	11.2	10.6	12.7
Juni	12.9	12.5	12.1	11.8	11.8	12.3	13.3	14.7	16.0	17.1	18.1	18.7	19.2	19.5	19.5	19.3	18.9	18.4	17.5	16.5	15.7	14.9	14.2	13.5	15.8
Juli	14.6	14.1	13.7	13.3	13.3	13.7	14.6	16.0	17.3	18.6	19.5	20.3	20.8	21.1	21.2	21.1	20.7	20.1	19.2	18.1	17.3	16.5	15.8	15.2	17.3
August	14.5	14.0	13.6	13.3	13.1	13.3	14.0	15.4	16.9	18.3	19.6	20.4	20.9	21.3	21.3	21.1	20.6	20.0	18.8	17.7	16.9	16.1	15.5	14.9	17.1
September	11.7	11.4	11.1	10.9	10.7	10.6	11.0	11.9	13.2	14.6	15.9	16.9	17.6	17.9	18.0	17.5	16.8	15.9	14.8	14.0	13.5	12.9	12.4	12.0	13.9
Oktober	8.0	7.8	7.7	7.5	7.4	7.3	7.4	7.9	8.7	9.8	10.8	11.8	12.4	12.8	12.7	12.2	11.4	10.7	10.0	9.5	9.2	8.8	8.4	8.1	9.5
November	3.9	3.7	3.6	3.6	3.5	3.4	3.4	3.5	3.9	4.5	5.1	5.6	5.9	6.1	5.9	5.5	5.1	4.9	4.6	4.4	4.3	4.1	4.0	3.8	4.4
Dezember	1.0	0.9	0.9	0.8	0.8	0.8	0.7	0.7	0.9	1.3	1.7	2.1	2.4	2.5	2.3	2.0	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.4
Jahr	7.1	6.8	6.6	6.4	6.3	6.4	6.8	7.5	8.4	9.4	10.3	11.0	11.5	11.8	11.8	11.5	11.1	10.5	9.9	9.2	8.7	8.2	7.8	7.5	8.8

**Tabelle 7.13:** Zone 8; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Braunlage, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-2.7	-2.7	-2.7	-2.8	-2.8	-2.8	-2.8	-2.7	-2.2	-1.8	-1.5	-1.2	-1.1	-1.2	-1.5	-1.9	-2.2	-2.3	-2.4	-2.5	-2.5	-2.6	-2.6	-2.3	
Februar	-2.6	-2.6	-2.7	-2.7	-2.8	-2.8	-2.9	-2.7	-2.3	-1.7	-1.0	-0.6	-0.3	-0.1	-0.2	-0.4	-0.9	-1.4	-1.8	-2.0	-2.2	-2.3	-2.4	-2.5	1.8
Maerz	-0.3	-0.4	-0.5	-0.6	-0.7	-0.8	-0.7	-0.3	0.4	1.1	1.7	2.2	2.6	2.8	2.9	2.7	2.3	1.8	1.1	0.7	0.4	0.3	0.1	0.0	0.8
April	2.8	2.6	2.4	2.2	2.1	2.3	3.1	4.0	4.9	5.6	6.2	6.7	7.1	7.3	7.3	7.2	6.8	6.3	5.3	4.4	4.0	3.6	3.3	3.1	4.6
Mai	7.1	6.9	6.6	6.5	6.5	7.3	8.5	9.4	10.2	10.9	11.5	11.9	12.2	12.4	12.6	12.4	12.1	11.6	10.7	9.6	8.7	8.2	7.9	7.5	9.5
Juni	10.3	10.1	9.8	9.7	9.8	10.6	11.7	12.6	13.3	14.0	14.5	14.9	15.2	15.5	15.7	15.5	15.2	14.8	14.2	13.1	12.1	11.4	11.0	10.7	12.7
Juli	11.8	11.5	11.3	11.2	11.3	12.0	13.1	13.9	14.7	15.4	16.0	16.5	16.8	17.0	17.1	17.1	16.7	16.3	15.5	14.5	13.4	12.8	12.4	12.2	14.2
August	12.0	11.8	11.6	11.4	11.3	11.6	12.7	13.8	14.7	15.5	16.2	16.6	17.0	17.2	17.3	17.1	16.7	16.1	15.0	13.9	13.1	12.7	12.4	12.2	14.2
September	9.5	9.4	9.3	9.1	9.0	9.0	9.5	10.5	11.4	12.3	12.9	13.4	13.8	14.0	13.9	13.7	13.1	12.2	11.2	10.6	10.2	10.0	9.8	9.6	11.1
Oktober	6.2	6.2	6.1	6.0	5.9	5.9	5.9	6.5	7.4	8.2	8.9	9.4	9.8	9.8	9.6	9.1	8.2	7.5	7.0	6.7	6.6	6.4	6.3	6.2	7.3
November	1.6	1.6	1.5	1.5	1.4	1.3	1.3	1.4	1.9	2.4	2.9	3.2	3.4	3.4	3.2	2.7	2.2	2.0	1.8	1.8	1.7	1.6	1.6	1.5	2.0
Dezember	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.5	-1.4	-1.2	-0.9	-0.5	-0.3	-0.1	-0.1	-0.3	-0.7	-1.0	-1.1	-1.3	-1.3	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.1
Jahr	4.6	4.4	4.3	4.2	4.2	4.4	4.9	5.4	6.1	6.8	7.3	7.8	8.1	8.2	8.2	8.0	7.5	7.0	6.4	5.8	5.4	5.1	4.9	4.7	6.0

**Tabelle 7.14:** Zone 9; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Chemnitz, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1977-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-1.7	-1.7	-1.8	-1.8	-1.9	-1.9	-1.9	-2.0	-1.9	-1.5	-0.9	-0.4	-0.1	0.1	0.0	-0.3	-0.7	-1.0	-1.1	-1.2	-1.3	-1.4	-1.4	-1.6	-1.2
Februar	-1.5	-1.6	-1.6	-1.7	-1.8	-1.9	-1.9	-1.9	-1.5	-0.7	0.1	0.7	1.1	1.3	1.3	1.0	0.5	0.0	-0.4	-0.6	-0.8	-1.0	-1.2	-1.3	-0.6
Maerz	2.4	2.2	2.1	1.9	1.7	1.7	1.7	2.1	2.8	3.6	4.4	5.0	5.5	5.7	5.8	5.7	5.4	4.7	4.1	3.6	3.3	3.1	2.9	2.7	3.5
April	4.9	4.6	4.4	4.1	3.9	3.9	4.3	5.2	6.2	7.0	7.8	8.4	8.9	9.2	9.3	9.2	9.0	8.5	7.7	6.9	6.4	6.0	5.6	5.3	6.5
Mai	9.6	9.2	8.9	8.6	8.5	9.0	10.1	11.3	12.4	13.2	13.8	14.4	14.8	15.0	15.2	15.1	14.8	14.4	13.6	12.5	11.8	11.1	10.6	10.1	12.0
Juni	12.4	12.2	11.9	11.6	11.6	12.2	13.2	14.1	14.9	15.7	16.2	16.7	17.1	17.3	17.4	17.4	17.2	16.8	16.1	15.1	14.3	13.7	13.2	12.8	14.6
Juli	14.0	13.7	13.3	13.1	13.0	13.4	14.4	15.5	16.5	17.3	17.9	18.4	18.9	19.2	19.4	19.4	19.2	18.7	17.9	16.8	15.9	15.3	14.8	14.4	16.3
August	14.4	14.1	13.8	13.6	13.4	13.5	14.3	15.4	16.6	17.5	18.3	18.9	19.4	19.7	19.9	19.8	19.5	18.8	17.7	16.6	15.9	15.3	14.9	14.5	16.5
September	11.5	11.3	11.1	10.9	10.7	10.6	10.9	11.8	12.9	13.8	14.6	15.2	15.7	16.0	16.1	15.9	15.4	14.5	13.6	12.9	12.5	12.2	11.9	11.7	13.1
Oktober	8.2	8.1	7.9	7.7	7.6	7.5	7.6	8.0	9.0	10.1	11.0	11.7	12.0	12.2	12.0	11.5	10.6	9.9	9.4	9.1	8.8	8.6	8.4	8.2	9.4
November	3.1	2.9	2.9	2.9	2.8	2.7	2.7	2.7	3.1	3.8	4.4	4.9	5.3	5.4	5.1	4.6	4.1	3.7	3.5	3.4	3.2	3.1	3.0	2.9	3.6
Dezember	0.7	0.6	0.6	0.6	0.5	0.4	0.4	0.4	0.5	0.9	1.4	1.8	2.1	2.2	2.0	1.6	1.4	1.2	1.1	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	1.0
Jahr	6.5	6.3	6.2	6.0	5.9	6.0	6.4	6.9	7.7	8.4	9.1	9.7	10.1	10.3	10.3	10.1	9.8	9.2	8.7	8.1	7.6	7.3	7.0	6.8	7.9

**Tabelle 7.15:** Zone 10; Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Hof, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-3.5	-3.5	-3.6	-3.7	-3.8	-3.8	-3.8	-3.8	-3.6	-3.2	-2.6	-2.1	-1.8	-1.6	-1.7	-2.1	-2.5	-2.7	-2.9	-3.0	-3.1	-3.2	-3.3	-3.4	-3.0
Februar	-2.9	-3.0	-3.1	-3.2	-3.3	-3.3	-3.3	-3.2	-2.7	-2.0	-1.2	-0.6	-0.1	0.2	0.1	-0.2	-0.8	-1.4	-1.8	-2.0	-2.2	-2.4	-2.6	-2.7	-2.0
Maerz	-0.1	-0.3	-0.5	-0.6	-0.8	-0.9	-0.7	-0.1	0.9	1.9	2.7	3.4	4.0	4.3	4.3	4.1	3.6	2.7	2.0	1.5	1.1	0.8	0.5	0.3	1.4
April	3.3	2.9	2.7	2.5	2.3	2.5	3.3	4.5	5.7	6.7	7.6	8.2	8.7	9.0	9.1	8.9	8.4	7.6	6.5	5.6	4.9	4.4	4.0	3.7	5.5
Mai	7.4	7.0	6.7	6.4	6.5	7.3	8.8	10.1	11.4	12.2	12.9	13.4	13.8	14.1	14.1	13.9	13.5	12.8	11.8	10.6	9.6	8.9	8.4	7.9	10.4
Juni	10.5	10.1	9.8	9.6	9.8	10.8	12.3	13.5	14.6	15.4	16.0	16.6	17.0	17.3	17.3	17.0	16.7	16.1	15.2	13.9	12.8	12.0	11.5	11.0	13.6
Juli	12.1	11.7	11.4	11.1	11.2	12.1	13.6	15.0	16.2	17.1	17.8	18.4	18.8	19.1	19.1	18.9	18.5	17.9	16.9	15.5	14.4	13.7	13.1	12.6	15.3
August	11.9	11.6	11.3	11.0	10.8	11.3	12.8	14.3	15.8	16.9	17.7	18.4	18.8	19.1	19.0	18.8	18.3	17.4	16.1	14.8	13.9	13.2	12.7	12.2	14.9
September	9.4	9.2	8.9	8.7	8.5	8.4	9.2	10.6	12.1	13.4	14.3	15.1	15.5	15.9	15.8	15.4	14.6	13.4	12.3	11.5	10.9	10.4	10.0	9.7	11.8
Oktober	5.7	5.5	5.3	5.2	5.1	5.0	5.1	5.9	7.1	8.2	9.3	10.1	10.6	10.8	10.6	9.9	8.9	7.9	7.3	6.8	6.5	6.2	5.9	5.7	7.3
November	1.2	1.2	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	1.1	1.5	2.1	2.7	3.2	3.5	3.6	3.3	2.8	2.3	2.0	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.8
Dezember	-2.0	-2.0	-2.0	-2.1	-2.1	-2.2	-2.2	-2.2	-2.0	-1.5	-1.1	-0.7	-0.4	-0.4	-0.6	-1.0	-1.2	-1.4	-1.5	-1.6	-1.6	-1.8	-1.8	-1.9	-1.6
Jahr	4.5	4.2	4.0	3.9	3.8	4.0	4.7	5.5	6.5	7.3	8.1	8.7	9.1	9.3	9.2	8.9	8.4	7.8	7.0	6.3	5.8	5.4	5.0	4.7	6.3

**Tabelle 7.16:** Zone 11 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Fichtelberg, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-5.4	-5.4	-5.4	-5.4	-5.5	-5.5	-5.5	-5.5	-5.4	-5.1	-4.7	-4.4	-4.1	-4.0	-4.2	-4.6	-4.9	-5.1	-5.2	-5.2	-5.3	-5.3	-5.3	-5.3	-5.1
Februar	-5.3	-5.3	-5.3	-5.4	-5.4	-5.4	-5.5	-5.4	-5.1	-4.7	-4.2	-3.7	-3.4	-3.3	-3.4	-3.8	-4.2	-4.7	-4.9	-5.1	-5.1	-5.2	-5.2	-5.2	-4.8
Maerz	-3.1	-3.2	-3.3	-3.4	-3.5	-3.6	-3.6	-3.3	-2.8	-2.3	-1.8	-1.4	-1.0	-0.8	-0.8	-1.0	-1.3	-1.8	-2.3	-2.5	-2.6	-2.7	-2.8	-2.9	-2.4
April	0.3	0.2	0.0	-0.1	-0.2	-0.3	0.0	0.5	1.1	1.6	2.2	2.6	3.0	3.2	3.3	3.2	2.9	2.4	1.7	1.3	1.0	0.8	0.6	0.5	1.3
Mai	4.7	4.5	4.4	4.2	4.2	4.5	5.0	5.7	6.4	7.1	7.5	8.0	8.4	8.6	8.6	8.5	8.2	7.7	7.0	6.2	5.8	5.5	5.3	5.1	6.3
Juni	8.0	7.8	7.7	7.5	7.5	7.8	8.4	9.0	9.6	10.2	10.7	11.1	11.5	11.7	11.8	11.7	11.4	11.0	10.4	9.6	9.0	8.7	8.5	8.2	9.5
Juli	9.6	9.4	9.3	9.1	9.1	9.3	9.9	10.5	11.2	11.8	12.4	12.8	13.2	13.5	13.6	13.5	13.3	12.8	12.1	11.2	10.6	10.3	10.1	9.9	11.2
August	9.8	9.7	9.5	9.4	9.3	9.4	9.8	10.5	11.3	12.0	12.6	13.0	13.4	13.6	13.6	13.5	13.1	12.5	11.6	10.9	10.5	10.3	10.1	9.9	11.2
September	7.1	7.0	6.9	6.8	6.7	6.7	6.9	7.4	8.1	8.8	9.4	9.9	10.3	10.5	10.5	10.2	9.6	8.8	8.1	7.8	7.6	7.4	7.3	7.2	8.2
Oktober	3.9	3.8	3.8	3.7	3.7	3.6	3.6	4.0	4.5	5.1	5.6	6.0	6.3	6.4	6.1	5.7	4.9	4.4	4.2	4.0	3.9	3.9	3.8	3.8	4.5
November	-1.1	-1.2	-1.2	-1.3	-1.3	-1.3	-1.3	-1.2	-1.0	-0.7	-0.3	-0.1	0.1	0.1	-0.1	-0.5	-0.9	-1.0	-1.1	-1.1	-1.1	-1.2	-1.2	-1.3	-0.9
Dezember	-4.1	-4.1	-4.1	-4.1	-4.2	-4.2	-4.2	-4.2	-4.1	-3.8	-3.5	-3.2	-3.1	-3.1	-3.3	-3.6	-3.8	-3.9	-4.0	-4.0	-4.1	-4.1	-4.1	-4.1	-3.9
Jahr	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.8	2.0	2.4	2.9	3.4	3.9	4.3	4.6	4.7	4.7	4.4	4.1	3.6	3.2	2.8	2.6	2.4	2.3	2.2	3.0

**Tabelle 7.17:** Zone 12 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Mannheim, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	0.4	0.3	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.3	0.9	1.5	2.2	2.6	2.9	2.9	2.6	2.1	1.7	1.4	1.2	1.0	0.8	0.7	0.5	1.1
Februar	1.3	1.1	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.7	1.4	2.3	3.2	4.1	4.7	5.2	5.2	5.0	4.4	3.7	3.1	2.7	2.3	2.0	1.7	1.5	2.5
Maerz	4.1	3.8	3.6	3.3	3.1	3.0	3.1	3.8	4.9	6.2	7.3	8.3	9.0	9.5	9.7	9.5	9.0	8.2	7.2	6.4	5.7	5.2	4.9	4.5	6.0
April	7.3	6.9	6.5	6.2	6.0	6.1	7.0	8.2	9.6	10.9	11.9	12.8	13.5	13.9	14.0	13.8	13.4	12.7	11.6	10.5	9.5	8.9	8.3	7.8	9.9
Mai	11.1	10.7	10.3	10.0	10.0	10.7	11.9	13.2	14.5	15.7	16.7	17.4	18.0	18.3	18.4	18.3	17.9	17.3	16.3	15.1	13.8	13.0	12.3	11.8	14.3
Juni	14.2	13.8	13.4	13.0	13.1	13.9	15.2	16.5	17.8	18.9	19.8	20.5	21.1	21.4	21.5	21.3	21.0	20.4	19.5	18.3	17.0	16.1	15.4	14.8	17.4
Juli	16.0	15.4	15.0	14.7	14.7	15.4	16.7	18.1	19.5	20.7	21.7	22.5	23.2	23.6	23.7	23.6	23.2	22.7	21.7	20.3	18.9	18.0	17.2	16.6	19.3
August	15.8	15.3	15.0	14.6	14.4	14.7	15.8	17.2	18.7	20.2	21.3	22.3	22.9	23.4	23.5	23.3	22.8	22.1	20.8	19.4	18.1	17.3	16.7	16.1	18.8
September	12.8	12.4	12.1	11.9	11.6	11.5	12.2	13.4	15.0	16.5	17.9	18.9	19.6	20.0	20.1	19.8	19.1	18.1	16.7	15.5	14.6	14.0	13.6	13.1	15.4
Oktober	8.6	8.4	8.2	8.0	7.9	7.8	7.9	8.6	9.7	11.0	12.2	13.1	13.8	14.2	14.2	13.8	12.9	11.9	10.9	10.3	9.7	9.3	9.0	8.7	10.4
November	4.3	4.2	4.0	3.9	3.8	3.8	3.8	3.9	4.6	5.3	6.1	6.8	7.2	7.4	7.3	6.8	6.2	5.8	5.4	5.1	4.9	4.6	4.5	4.4	5.2
Dezember	1.6	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.5	2.0	2.7	3.2	3.6	3.8	3.7	3.3	2.9	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6	2.2
Jahr	8.1	7.9	7.6	7.4	7.3	7.4	8.0	8.8	9.8	10.9	11.9	12.7	13.3	13.7	13.7	13.5	13.0	12.3	11.5	10.6	9.8	9.3	8.9	8.5	10.2

**Tabelle 7.18:** Zone 13 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Passau, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-3.3	-3.4	-3.5	-3.6	-3.7	-3.8	-3.8	-3.8	-3.6	-3.1	-2.3	-1.6	-0.9	-0.5	-0.5	-0.8	-1.3	-1.7	-2.1	-2.3	-2.6	-2.8	-2.9	-3.1	-2.5
Februar	-1.7	-1.9	-2.1	-2.3	-2.4	-2.5	-2.5	-2.4	-1.8	-0.9	0.2	1.1	1.9	2.4	2.5	2.3	1.7	1.0	0.3	-0.1	-0.6	-0.8	-1.2	-1.4	-0.5
Maerz	1.4	1.1	0.8	0.6	0.4	0.3	0.3	0.8	2.0	3.3	4.7	5.8	6.6	7.1	7.3	7.2	6.6	5.8	4.9	4.0	3.3	2.8	2.4	2.0	3.4
April	5.4	5.0	4.6	4.3	4.0	4.0	4.6	5.8	7.5	9.0	10.3	11.1	11.7	12.0	12.2	12.0	11.6	10.8	9.8	8.7	7.7	7.1	6.5	5.9	8.0
Mai	9.6	9.1	8.7	8.3	8.2	8.6	9.8	11.1	12.8	14.1	15.3	16.0	16.5	16.9	17.1	16.9	16.4	15.7	14.6	13.5	12.3	11.5	10.8	10.2	12.7
Juni	12.5	12.0	11.6	11.3	11.4	11.9	13.0	14.3	15.8	17.0	18.0	18.8	19.3	19.6	19.8	19.7	19.3	18.7	17.7	16.6	15.3	14.5	13.7	13.1	15.6
Juli	14.1	13.6	13.2	12.9	12.8	13.2	14.4	15.7	17.3	18.7	19.9	20.7	21.3	21.6	21.9	21.7	21.3	20.7	19.6	18.4	17.0	16.1	15.3	14.7	17.3
August	13.8	13.4	13.0	12.8	12.6	12.7	13.5	14.7	16.4	18.0	19.3	20.3	21.0	21.4	21.6	21.5	21.0	20.1	18.8	17.4	16.1	15.4	14.7	14.2	16.8
September	11.0	10.6	10.3	10.1	9.8	9.8	10.0	10.9	12.4	14.1	15.8	16.9	17.8	18.2	18.3	18.1	17.3	16.2	14.9	13.7	12.9	12.3	11.8	11.3	13.5
Oktober	6.6	6.3	6.0	5.8	5.6	5.5	5.5	5.9	7.0	8.4	10.0	11.3	12.2	12.7	12.7	12.3	11.3	10.2	9.2	8.5	7.9	7.5	7.1	6.7	8.4
November	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.5	1.8	2.5	3.3	4.1	4.7	5.1	5.0	4.6	4.0	3.5	3.1	2.7	2.5	2.3	2.1	1.9	2.7
Dezember	-1.6	-1.7	-1.9	-1.9	-2.0	-2.1	-2.1	-2.1	-1.9	-1.4	-0.8	-0.2	0.3	0.6	0.6	0.3	-0.1	-0.4	-0.7	-0.9	-1.1	-1.2	-1.4	-1.5	-1.1
Jahr	5.8	5.5	5.2	5.0	4.9	5.0	5.4	6.1	7.2	8.4	9.5	10.4	11.1	11.5	11.6	11.4	10.8	10.1	9.2	8.4	7.6	7.1	6.6	6.2	7.9

**Tabelle 7.19:** Zone 14 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Stöten, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-2.4	-2.5	-2.6	-2.6	-2.7	-2.7	-2.8	-2.8	-2.6	-2.3	-2.0	-1.6	-1.3	-1.1	-1.2	-1.4	-1.7	-1.9	-2.0	-2.2	-2.2	-2.3	-2.3	-2.4	-2.2
Februar	-1.7	-1.8	-1.9	-2.0	-2.1	-2.2	-2.3	-2.2	-1.9	-1.4	-0.9	-0.4	0.0	0.4	0.5	0.3	-0.1	-0.6	-0.9	-1.1	-1.2	-1.3	-1.4	-1.5	-1.1
Maerz	1.2	1.0	0.8	0.7	0.5	0.4	0.4	0.6	1.1	1.8	2.5	3.2	3.7	4.2	4.3	4.3	3.9	3.4	2.8	2.4	2.1	1.8	1.7	1.5	2.1
April	4.4	4.2	4.0	3.7	3.6	3.5	3.9	4.6	5.3	6.2	7.0	7.6	8.1	8.6	8.7	8.6	8.3	7.6	6.8	6.1	5.7	5.4	5.1	4.8	5.9
Mai	8.4	8.1	7.9	7.7	7.6	7.9	8.7	9.4	10.3	11.1	11.8	12.3	12.8	13.2	13.2	13.1	12.9	12.3	11.5	10.6	9.9	9.5	9.2	8.9	10.3
Juni	11.5	11.3	11.0	10.8	10.8	11.2	12.0	12.7	13.5	14.2	14.8	15.4	15.8	16.2	16.3	16.2	15.9	15.4	14.7	13.7	12.9	12.5	12.1	11.8	13.4
Juli	13.6	13.3	13.0	12.8	12.7	13.1	13.8	14.6	15.5	16.3	17.0	17.6	18.1	18.5	18.6	18.5	18.2	17.6	16.8	15.8	15.0	14.6	14.3	14.0	15.6
August	13.6	13.3	13.1	12.8	12.7	12.8	13.4	14.1	15.0	15.9	16.7	17.4	17.9	18.4	18.5	18.3	17.9	17.1	16.2	15.3	14.6	14.3	13.9	13.7	15.3
September	11.0	10.9	10.6	10.4	10.3	10.2	10.6	11.2	12.1	13.0	13.8	14.5	15.1	15.5	15.6	15.3	14.6	13.7	12.9	12.3	11.9	11.6	11.4	11.2	12.5
Oktober	7.0	6.9	6.7	6.6	6.4	6.3	6.4	6.8	7.4	8.2	8.9	9.5	10.0	10.4	10.4	9.9	9.1	8.4	8.0	7.7	7.5	7.4	7.2	7.0	7.9
November	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.6	1.9	2.4	2.9	3.3	3.6	3.8	3.6	3.2	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.9	2.3
Dezember	-1.3	-1.3	-1.4	-1.4	-1.5	-1.5	-1.6	-1.6	-1.5	-1.2	-0.8	-0.6	-0.3	-0.1	-0.2	-0.5	-0.8	-0.9	-1.0	-1.1	-1.1	-1.1	-1.2	-1.2	-1.0
Jahr	5.7	5.5	5.3	5.1	5.0	5.1	5.4	5.8	6.4	7.1	7.7	8.2	8.7	9.0	9.1	8.9	8.5	7.9	7.4	6.9	6.5	6.2	6.0	5.8	6.8

**Tabelle 7.20:** Zone 15 Auszug aus der DIN4710:2003-01, Temperaturdaten von Garmisch-Partenkirchen, alle Tage unabhängig von der Bewölkung, Zeitraum 1961-1990

Stunde	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Tag
Januar	-4.2	-4.3	-4.4	-4.5	-4.6	-4.7	-4.7	-4.7	-4.3	-3.2	-1.7	-0.3	0.6	0.8	0.2	-0.6	-1.6	-2.2	-2.7	-3.1	-3.4	-3.6	-3.8	-4.0	-2.9
Februar	-2.9	-3.2	-3.4	-3.5	-3.7	-3.8	-3.9	-3.6	-2.6	-0.9	0.8	2.2	3.0	3.4	3.2	2.6	1.5	0.3	-0.7	-1.3	-1.8	-2.1	-2.4	-2.6	-1.1
Maerz	-0.3	-0.6	-0.9	-1.1	-1.3	-1.4	-1.2	-0.1	1.7	3.8	5.3	6.2	6.8	7.1	7.0	6.6	5.9	4.6	3.1	2.1	1.3	0.8	0.5	0.1	2.3
April	3.2	2.8	2.5	2.3	2.1	2.2	3.4	5.1	7.1	8.6	9.7	10.3	10.8	11.0	11.0	10.7	10.1	9.2	7.8	6.5	5.3	4.6	4.1	3.6	6.4
Mai	7.2	6.8	6.5	6.2	6.1	6.8	8.7	10.7	12.4	13.6	14.4	15.0	15.3	15.5	15.3	15.0	14.5	13.7	12.6	11.2	9.8	9.0	8.3	7.7	10.9
Juni	10.2	9.9	9.5	9.3	9.3	10.1	12.0	13.7	15.3	16.4	17.1	17.6	17.9	18.1	18.0	17.7	17.2	16.6	15.5	14.3	12.9	12.0	11.3	10.8	13.9
Juli	12.3	11.9	11.6	11.3	11.2	11.8	13.6	15.3	17.2	18.4	19.3	19.9	20.2	20.4	20.4	20.0	19.5	18.8	17.7	16.3	14.8	14.0	13.3	12.8	15.9
August	12.1	11.8	11.5	11.3	11.0	11.2	12.5	14.3	16.2	17.8	18.8	19.3	19.7	19.9	19.8	19.5	18.9	18.0	16.7	15.3	14.1	13.4	12.9	12.5	15.4
September	9.7	9.3	9.1	8.8	8.6	8.5	9.1	10.7	12.9	14.9	16.3	17.1	17.5	17.7	17.6	17.2	16.3	14.9	13.4	12.3	11.3	10.8	10.4	9.9	12.7
Oktober	5.4	5.1	4.9	4.7	4.5	4.4	4.5	5.5	7.6	9.7	11.5	12.6	13.2	13.4	13.1	12.4	10.8	9.0	7.9	7.1	6.5	6.1	5.8	5.5	8.0
November	0.6	0.4	0.3	0.1	0.1	-0.1	-0.1	0.1	1.0	2.5	4.2	5.4	6.1	6.0	5.5	4.4	3.3	2.4	1.8	1.4	1.1	0.9	0.7	0.6	2.0
Dezember	-3.4	-3.4	-3.6	-3.7	-3.8	-3.8	-3.9	-3.8	-3.5	-2.6	-1.2	0.0	0.6	0.6	-0.2	-0.9	-1.6	-2.1	-2.4	-2.6	-2.8	-3.0	-3.1	-3.2	-2.4
Jahr	4.2	3.9	3.7	3.5	3.3	3.5	4.2	5.3	6.8	8.3	9.6	10.5	11.0	11.2	10.9	10.4	9.6	8.6	7.6	6.7	5.8	5.3	4.9	4.5	6.8